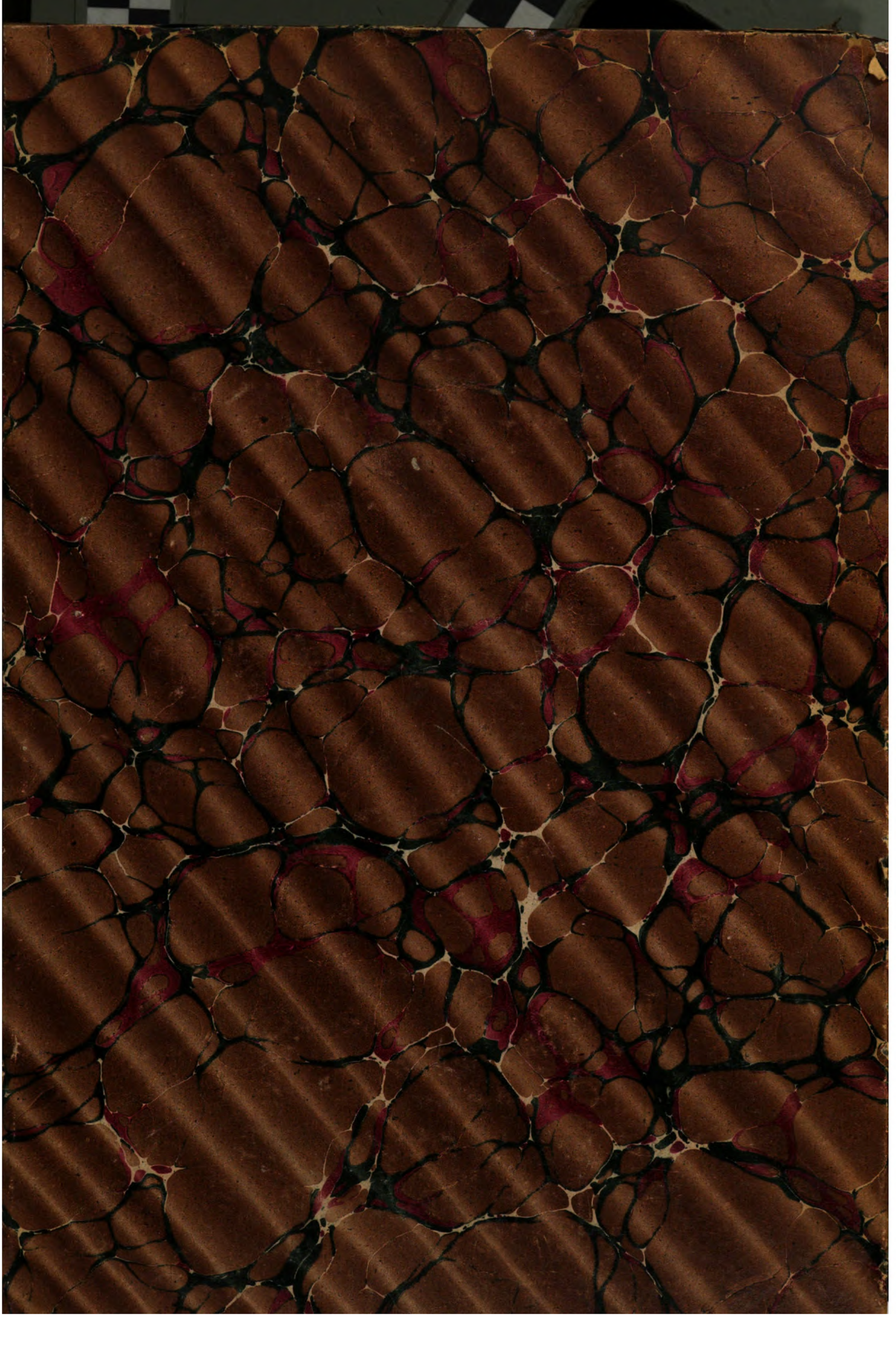


Cornell University Library

BOUGHT WITH THE INCOME
FROM THE
SAGE ENDOWMENT FUND
THE GIFT OF
Henry W. Sage
1891

283457 23 III 14
9724

CORNELL UNIVERSITY LIBRARY
3 1924 071 547 511

8231 M46

Der praktische
Maschinen-Konstrukteur

Fachzeitschrift

für

Ingenieure und Techniker aller Industriezweige

Begründet von W. H. Uhland

Sechsundvierzigster Jahrgang 1913

Mit 53 Tafeln und 643 Abbildungen im Text

LEIPZIG

UHLANDS TECHNISCHER VERLAG, OTTO POLITZKY

& 231 M46

A.283457

„Der praktische Maschinen-Konstrukteur."

Alphabetisches Sachregister.

* bedeutet mit Abbildungen, † = mit Tafeln, D. = Dampferzeuger, K. = Kraftmaschinenbau, P. = Pumpen, F. = Fördertechnik, T. = Triebwerke, Ex. = Exportausgabe. Abhandlungen, hinter denen kein Vermerk steht, sind im Allgemeinen Teil untergebracht.

A

Abblasen des Kesselschlammes! Wieder ein neues Verfahren zum — * 33. (Ausg. D.).
Abfüllböcke, Verwendet Faß- — *24.
Abgasturbine, Versuche mit einer — 46.
Abklopfapparat, Ein elektrischer Kesselstein- — *6. (Ausg. D.).
Abklopfapparates, Bauart Devoorde, Wirkungsweise und die Leistung des elektrischen Kesselstein- — 12. (Ausg. D.).
Abraum-Lokomotive, Elektrische — *25. (Ausg. F.).
Abscheider, Die Heine- — *14. (Ausg. T.).
Abteufpumpen, Elektrisch betriebene — *20. (Ausg. P.).
Analysator „Hydro" (Bauart Borchers) ‚Der — *41. (Ausg. P.).
Ankervorrichtung für Luftschiffe, Eine Luftdruck- — *110.
Anlage auch auf Nachbestellungen und die Nachlieferung von Ersatzteilen? Bezieht sich die Garantie für eine Maschine oder — 16. (Ausg. K.).
Anlage des Kraftwerkes Pirahy, Die 20000 PS Wasser-Turbinen- — 33, †25. (Ausg. K.).
Anstreichen, Maschinelles — *57.
Antriebes für Wasserhaltungen, Der Wert des elektrischen — 5. (Ausg. P.).
Antriebe, Über die Konstruktion einiger Hebezeuge mit elektrischem — *9, *19, *22. (Ausg. F.).
Armaturen für Dampfkessel, Zwei neue — *25. (Ausg. D.).
Aschenfalltüren, Schmiedeeiserne Feuer- und — *17. (Ausg. D.).
Aufzüge amerikanischer Bauart *14, *18, †19. (Ausg. F.).
Ausflußgeschwindigkeit, der Ausflußmenge und der Durchmesser gerader und gekrümmter Rohrleitungen von kreisrundem Querschnitt, Beitrag zur Berechnung der — *42, *46. (Ausg. T.).
Ausflußmenge und der Durchmesser gerader und gekrümmter Rohrleitungen von kreisrundem Querschnitt, Beitrag zur Berechnung der Ausflußgeschwindigkeit, der — *42, *46. (Ausg. T.).
Ausschaltvorrichtung für Kompressoren mit zwei Kolben, Ein- und — 44. (Notiz.) (Ausg. P.).

B

Bagger *48. (Ausg. F.).
Bahnhofshalle, Entwurf einer — *37, 49, 53, †16.
Bahnmotoren, Zahnräder für — *10. (Ausg. T.).
Bekohlungseinrichtungen in Eisenbeton, Lokomotiv- — *35, *49.
Belastungsanzeiger, Registrierender — *67.
Benoid-Vergaser, Der — *49. (Ausg. K.).
Berechnung der Ausflußgeschwindigkeit, der Ausflußmenge und der Durchmesser gerader und gekrümmter Rohrleitungen von kreisrundem Querschnitt, Beitrag zur — *42, *46. (Ausg. T.).
Berechnung der Eisenkonstruktion eines Pfannenschuppens, Statische — *17, *21, *45, †11.
Berechnung der Rohrleitung und der Schützenzugvorrichtung für die Aufschlagswassermenge einer Hochdruckturbine *5. (Ausg. K.).
Berechnung der Spannkräfte einiger einfacher, verspannter Fachwerkträger und vollwandiger Träger 69, *72, *76, *80, *85, 89, *92, *96, *104.
Berechnung einer liegenden 8 PSe Zweitakt-Glühkopf-Kraftmaschine 69, †50. (Ausg. K.).
Berechnung eines Dachbinders von 17,0 m Stützweite mit Oberlicht, Statische — 62, †47. (Ausg. D.).
Berechnung eines englischen Dachbinders von 15 m Stützweite, Statische — *1, *7.
Berechnungsbeispiele zu Zentrifugalpumpen, Konstruktions- und — *9, *15, *18, *28, *31, †13 u. 18, (Ausg. P.).
Bestimmungen über den Patentausführungszwang? Wie lauten die — 10. (Ausg. K.).
Betriebes auf amerikanischen Vollbahnen, Die ersten Erfahrungen mit der Einführung des elektrischen — 6, 12. (Ausg. F.).
Betriebverhältnisse moderner Groß-Holzschleifereien, Einrichtung und — *8, 14 †4 u. 9.
Biegungsfedern, Beitrag zur Ermittelung der Tragfähigkeit zusammengesetzter — *1, *8. (Ausg. T.).
Bimssanddielenmaschine *32.
Blechkanten-Hobelmaschine englischer Bauart, Große — *5.
Blechschere, Hydraulische — *79.
Blechscheren, Zwei bewährte amerikanische Doppel- — *51.
Boiler, Ein Fortschritt im Bau von Heizregistern für — *46. (Ex.).
Bolinder-Rohöl-Kraftmaschine, Die — *66. (Ausg. K.).
Briketts, Presse für eiförmige — 56, †24.
Brücke der Welt, Die längste — 41. (Ausg. F.).
Bürstmaschine, Liegende Spitz-, Schäl- und — 28, †15.

C

Conveyer u. ihre Anwendung *29. (Ausg. F.).

D

Dachbinders von 15 m Stützweite, Statische Berechnung eines englischen — *1, *7.
Dachbinders von 17,0 m Stützweite mit Oberlicht, Statische Berechnung eines — 62, †47. (Ausg. D.).
Dampfdruck-Reduzierventil *40. (Ausg. D.).
Dampfdruck-Reduzierventil für 20 at. Spannung, Ein — *35. (Ausg. D.).
Dampfdruck-Verminderungsventil, Ein bewährtes — *70. (Ausg. D.).
Dampferzeuger, Ein moderner — *24, †20, (Ausg. D.).
Dampferzeuger, Neuere — 27, † 14 (sowie Ausg. D.) *1, 7, *29, 36, *43, *50, *55, †1, 7, 29, 37, 42.
Dampfes, Entölung des — *51. (Ausg. D.).
Dampfkessel amerikanischer Bauart, Liegender Feuerrohr- — *50, †37 (Neuere Dampferzeuger VII). (Ausg. D.).
Dampfkesselanlagen, Über die Beseitigung von Rauchbelästigungen bei — 33.
Dampfkessel, Bauart Borsig, Die Hochleistungs- — *43. (Neuere Dampferzeuger VI). (Ausg. D.).
Dampfkesselbau, Über die Aufmachung der sog. Materialspezifikationen im — *4. (Ausg. D.).
Dampfkesseln, Ein Beitrag zum Kapitel der selbsttätigen Regelung des Wasserstandes in — *7. (Ausg. D.).
Dampfkessel-Speisepumpe, Eine bewährte — 1, †5. (Ausg. P.).
Dampfkessel, Umlaufversuche an einem — *10. (Ausg. D.).
Dampfkessel, Zwei neue Armaturen für — *25. (Ausg. D.).
Dampfkompressoren, Ein Fortschritt im Bau zweistufiger — *29. (Ausg. P.).
Dampf-Lokomobilwesen, Neues aus dem — *23. (Ausg. K.).
Dampfmaschine mit Kolbenschiebersteuerung, Gleichstrom- — *1. (Ausg. K.).
Dampfmaschinen, Ein Vorschlag zur Erhöhung der Leistungsfähigkeit unserer — *60, 63, †43. (Ausg. K.).
Dampfmaschine, Wechselstrom- und Gleichstrom- — *9. (Ausg. K.).
Dampfpumpe, Die Oddie-Simplex- — *25, †30. (Ausg. P.).
Dampfturbine, Die Ljungström — *4, †2. (Ausg. K.).
Dampfturbine für Schiffszwecke, Bauart Tosi, Die — 19, †10. (Ausg. K.).
Dampfturbinen, Die Oerlikon- — *28, *37, *42, †21. (Ausg. K.).
Dampfturbinen mit Zahnradübertragung „Multipel" — *36 (Ex.).
Deckenvorgelege mit Zahnrad-Stufensatz, Ein — * 9. (Ausg. T.).
Dehnungskupplung englischer Bauart *28. (Ausg. T.).
Dichtungsring mit Metalleinlage, Neuer — *68. (Ausg. K.).
Dieselmaschine Bauart Christoph-Niesky, Die — *11. (Ausg. K.).
Dieselmaschine der Linke-Hofmann-Werke, Die — 53, †41. (Ex.).
Dieselmaschine, Neues von der M. A. N. — 3, †3. (Ausg. K.).
Dieselmaschinen, Neuerungen im Bau von liegenden — *17. (Ausg. K.).
Dreiflammrohrkessel *13. (Ausg. D.).
Druckregler, Ferranti - Schieber- — *58. (Ausg. D.).
Dunstputzmaschine, Gries- und — *52, †23.
Durchmesser gerader und gekrümmter Rohrleitungen von kreisrundem Querschnitt, Beitrag zur Berechnung der Ausflußgeschwindigkeit, der Ausflußmenge und der — *42, *46. (Ausg. T.).

E

Einmauerung des Flammrohrdampfkessels und das moderne Kesselhaus, Die — *20, *27. (Ausg. D.).
Einrichtung und Betriebverhältnisse moderner Groß-Holzschleifereien *8, 14, †4 und 9.
Eisenbau, Ein interessanter — *55.
Eisenbetonbau, Ein amerikanischer — *42, †17.
Eisenbeton-Fabrikschornsteine *66.
Eisenbeton, Lokomotiv - Bekohlungseinrichtungen in — *35, *49.
Eisenbetonschwelle für Normal- und Schmalspurbahnen, Bauart Maciachini *39.
Eisenbeton-Straßenbrücke in Rampenform in Brantford (Canada) *21, †27. (Ausg. F.).
Eisenkonstruktion der Maschinen-Haupthalle auf der Internationalen Baufach-Ausstellung zu Leipzig 1913, Die — 73, †33.
Eisenkonstruktion eines Pfannenschuppens, Statische Berechnung der — *17, *21, *45, †11.

Elektrisch betriebene Abteufpumpen *20. (Ausg. P.).
Elektrischem Antriebe, Über die Konstruktion einiger Hebezeuge mit — *9, *19, *22. (Ausg. F.).
Elektrischen Betriebes auf amerikanischen Vollbahnen, Die ersten Erfahrungen mit der Einführung des — 6, 12. (Ausg. F.).
Elektrische Zentrale Hohenschönhausen, Die — *35. (Ex.).
Elektrische Zentralen, Lokomobilbetriebene — *25.
Elektrohängebahnen, Neues über — *27. (Ausg. F.).
Elektromagnetische Kupplungen, Zum Kapitel: — *23. (Ausg. T.).
Elektromagnetische Notbremse für Transmissionen *5. (Ausg. T.).
Elektrostahlguß, Hohlräder aus — *4. (Ausg. F.).
Entölerbaues, Neues aus dem Gebiete des — *32. (Ausg. T.).
Entölung des Dampfes *51. (Ausg. D.).
Erfahrungen mit der Anwendung des Wirtschaftlichkeitsprinzipes, Praktische — 16.
Evolventenpumpe „System Neumann" und ihre Eigenschaften *2, *6. (Ausg. P.).
Explosionsmaschinen, Über die Fundierung von — *24, 35, 40. (Ausg. K.).
Explosionsmaschinen, Weitere Fortschritte im Bau von — *30.

F

Fabrikbetriebe, Die moderne Lohnverrechnung im — 95, 101, 105, 108.
Fabrikbetrieben, Systematische Kalkulation und Selbstkostenberechnung in — 3, 11.
Fabrikgebäudes der Firma White, Child & Beney, Konstruktionseinzelheiten des — *75, †35.
Fahrstuhlschienen, Ein selbsttätiger Schmierapparat für — *25. (Ausg. T.).
Ferranti-Schieber-Druckregler *58. (Ausg. D.).
Feuerrohr-Dampfkessel amerikanischer Bauart, Liegender — *50, †37. (Neuere Dampferzeuger VII). (Ausg. D.).
Feuerspritze Bauart „Lloyd", Automobile Benzin- — 48. (Ausg. P.).
Feuer- und Aschenfalltüren, Schmiedeeiserne — *17. (Ausg. D.).
Flächen, Neue Regel zur Bestimmung des Inhaltes ebener — *6.
Flammrohrdampfkessels und das moderne Kesselhaus, Die Einmauerung des — *20, *27. (Ausg. D.).
Flüssigkeitsmengenregler *64.
Fördereinrichtung, Eine eigenartige — *33. (Ausg. F.).
Francis-Turbinenanlage von 2200 PS für das Kraftwerk Wyhlen, Vierfache — 100, †49.
Fundierung von Explosionsmaschinen, Über die — *24, 35, 40. (Ausg. K.).

G

Gasfeuerung für Koksofen- und Hochofengas, Eine neue — *5. (Ausg. D.).
Gasverbrennung, Ein bemerkenswerter Fortschritt auf dem Gebiete der — *27. (Ausg. D.).
Gebäude der Leipziger Jahresausstellung (Breest & Co.), Das — *83, †38.
Gebrauchsmuster- und Warenzeichengesetz, Zu den Entwürfen für ein neues Patent- — 88, 98.
Generalunkosten industrieller Unternehmungen 32, 36, 40. (Ausg. F.).
Generator zur Vergasung von backender teerhaltiger Steinkohle, Ein — *18. (Ausg. D.).
Geradbiegmaschine, Eine amerikanische — *17.
Geschwindigkeitsregler für Kolbenkraftmaschinen, Ein neuer — *56. (Ausg. K.).
Geschwindigkeit und ihre Kosten, Erhöhte — 34, *38. (Ausg. F.).
Gleichstrom-Dampfmaschine mit Kolbenschiebersteuerung *1. (Ausg. K.).
Gleichstrom-Dampfmaschine, Wechselstrom- und — *9. (Ausg. K.).
Gleitlager, Kugellager contra — *48. (Ausg. T.).
Graphische Ermittlung der Teilung von Zahnrädern *45. (Ausg. T.).
Greifer, Bewährte — *37, †44. (Ausg. F.).
Greifer für Entladung der Rüben aus Eisenbahnwaggons und Kähnen *39. (Ausg. F.).
Großwasserraumkessel *38. (Ausg. D.).
Grubenbetriebe, Ortsfeste und bewegliche Kreiselpumpen für — *45, †52. (Ausg. P.).

H

Hängebahnschiene, Die unsymmetrische — *2, *7, *10, *15. (Ausg. F.).
Hängebrücke über den Ardèche, Die neue — *35, †39. (Ausg. F.).
Hängesteg über den Brembo, Interessante Einzelheiten vom neuen — *1. (Ausg. F.).
Hartmühle, Eine praktisch bewährte — *74.
Hauptversammlung des Vereins Deutscher Ingenieure zu Leipzig 1913 28. (Ausg. P.).
Hebe-Magnete *17. (Ausg. F.).
Hebezeuge mit elektrischem Antriebe, Über die Konstruktion einiger — *9, *19, *22. (Ausg. F.).
Heißdampf-Industrie-Lokomobile, Die neue — *34. (Ausg. K.).
Heißdampf-Verbund-Lokomobile Bauart Lanz, Die nom. 500 PS — *51. (Ausg. K.).
Heißwasser-Injektor, Der — * 33. (Ausg. D.).
Heizregistern für Boiler, Ein Fortschritt im Bau von — *46. (Ex.).
Hobelmaschine englischer Bauart, Große Blechkanten- — *5.
Hochdruckturbine, Berechnung der Rohrleitung und der Schützenzugvorrichtung für die Aufschlagswassermenge einer — *5. (Ausg. K.).
Hochdruck-Zentrifugalpumpen, Neues über — *21. (Ausg. P.).
Hochleistungs-Dampfkessel Bauart Borsig, Die — *43. (Neuere Dampferzeuger VI). (Ausg. D.).
Hochofengas, Eine neue Gasfeuerung für Koksofen- und — *5. (Ausg. D.).
Hohlräder aus Elektrostahlguß *4. (Ausg. F.).
Hohlroststab, Ein neuer — *67. (Ausg. D.).
Holzbalkendecke, Eine neue — *40.
Holzschleifereien, Einrichtung und Betriebverhältnisse moderner Groß- — *8, 14, †4 und 9.
Humphrey-Pumpen des Chingford-Wasserwerkes, Die — *22, †26. (Ausg. P.).
Humphrey-Pumpen, Große — *13. (Ausg. P.).

I

Indikator mit dem Böttcherschen Leistungszähler, Der Maihak- — *59.
Induktionsregler und deren Betätigung, Einiges über — *47, *53.
Industrie-Lokomobile, Die neue Heißdampf- — *34. (Ausg. K.).
Injektor, Der Heißwasser- — *33. (Ausg. D.).

K

Kalkulation und Selbstkostenberechnung in Fabrikbetrieben, Systematische — 3, 11.
Kapselpumpe, Die Kardioiden- — *24. (Ausg. P.).
Kesselanlage des städtischen Elektrizitätswerkes Lichtenberg, Die — 36, †29. (Neuere Dampferzeuger V). (Ausg. D.).
Kessel, Der Kestner- — *29. (Neuere Dampferzeuger IV). (Ausg. D.).
Kessel, Der Ketzer-Steilrohr- — *55, † 42. (Neuere Dampferzeuger VIII.) (Ausg. D.).
Kessel, Steinmüller- — 27, †14. (Neuere Dampferzeuger III).
Kesselhaus, Die Einmauerung des Flammrohrdampfkessels und das moderne — *20, *27. (Ausg. D.).
Kesselschlammes! Wieder ein neues Verfahren zum Abblasen des — *33. (Ausg. D.).
Kesselschmiede, Einige neue Werkzeuge für — *39. (Ausg. D.).
Kesselspeisung und Fabrikationsbedarf! Erwärmt das Wasser für — 57, 64, 65. (Ausg. D.).
Kesselstein-Abklopfapparat, Ein elektrischer — *6. (Ausg. D.).
Kesselstein-Abklopfapparates, Bauart Devoorde, Wirkungsweise und die Leistung des elektrischen — 12. (Ausg. D.).
Kettenrost, Der Borsigsche — *23. (Ausg. D.).
Koksofen- und Hochofengas, Eine neue Gasfeuerung für — *5. (Ausg. D.).
Koks-Separationsanlage für das städtische Gaswerk zu Cassel, Die — 21, †12.
Kolbengebläse, Ein neues rotierendes — 44. (Notiz). (Ausg. P.).
Kolbenkraftmaschinen, Ein neuer Geschwindigkeitsregler für — *56. (Ausg. K.).
Kolben, Luftpumpen mit kreisendem — *26. (Ausg. K.).
Kolbenschiebersteuerung, Gleichstrom-Dampfmaschine mit — *1. (Ausg. K.).
Kompensatoren, Ein Beitrag zum Kapitel Rohr- — *17. (Ausg. T.).
Kompensatoren, Neuere — *12. (Ausg. K.).
Kompressoren mit zwei Kolben, Ein- und Ausschaltvorrichtung für — 44. (Notiz). (Ausg. P.).
Kondensation und Zwischendampfentnahme *7, *13. (Ausg. K.).
Kondenswasser-Rückleiter, Ein bewährter — *26. (Ausg. D.).
Konstruktion einiger Hebezeuge mit elektrischem Antriebe, Über die — *9, *19, *22. (Ausg. F.).
Konstruktions- und Berechnungsbeispiele zu Zentrifugalpumpen *9, *15, *18, *28, *31, †13 u. 18. (Ausg. P.).
Kontrollerkonstruktionen, Neuere — *41. (Ausg. F.).
Kraftmaschine, Berechnung einer liegenden 8 PSe Zweitakt-Glühkopf- — 69, †50. (Ausg. K.).
Kraftwinde Bauart Paul, Die neue — *35. (Ausg. F.).
Krangleisträger, Graphische Querschnittbestimmung der — *28. (Ausg. F.).
Kreiselpumpen für Grubenbetriebe, Ortsfeste und bewegliche — *45, †52. (Ausg. P.).
Kreiselpumpe und Vertikalmotor *7, *11, 14. (Ausg. P.).
Kreiskolbengebläse, Etwas über Anordnung usw. der — 25. (Ausg. P.).
Kreissägen, Neue amerikanische Metall- — *43.
Kreisteiler, Ein wichtiges Hilfsmittel für Zeichner *58.
Kugelkäfigen, Neuerungen in — *25. (Ausg. T.).
Kugellager „Bauart Fischer", Transmissions- — *3. (Ausg. T.).
Kugellager contra Gleitlager *48. (Ausg. T.).
Kugellager, Das Riebe- — *18, *21. (Ausg. T.).
Kugellager, Einstellbare — *29.
Kugellager im Dienste der Schiffahrt, Das — *41. (Ausg. T.).
Kugellagerung für die Spindeln von Spinnmaschinen, Verstellbare — *40. (Ausg. T.).
Kühlhallen des neuen Schlachthofes der Stadt Zürich, Die Maschinen- und — *47, †40. (Ex.) — 103.
Kuppelstangenantrieb *57. (Ausg. K.).
Kupplungen, Zum Kapitel: Elektromagnetische — *23. (Ausg. T.).

L

Lager, Ein interessantes pendelndes — *13. (Ausg. T.).
Lagern bei Maschinen, Heißlaufen von — 38. (Ausg. T.).
Leistungsanzeiger für Wassermessungen in geschlossenen Rohrleitungen *107.
Leistungswaage, Elektrodynamische — *91, *96.
Leistungszähler, Der Maihak-Indikator mit dem Böttcherschen — *59.
Leitungen, Untersuchungen über Stromverluste elektrischer — *64, 77, 82.
Lentz-Metallabdichtung an den Lanzschen Lokomobilen, Die — *59. (Ausg. D.).
Löffelbagger, Amerikanische — *30, †34. (Ausg. F.).
Löffelturbine des Arniwerkes, Die 3000 PS- — *45, †32. (Ausg. K.).
Lohnverrechnung im Fabrikbetriebe, Die moderne — 95, 101, 105, 108.
Lokomobilbetriebene elektrische Zentralen *25.
Lokomobile Bauart Lanz, Die nom. 500 PS-Heißdampf-Verbund- — *51. (Ausg. K.).

Lokomobile, Die neue Heißdampf-Industrie- — *37. (Ausg. K.).
Lokomobilen, Die Lentz-Metallabdichtung an den Lanzschen — *59. (Ausg. D.).
Lokomobilen, Fortschritte im Bau von ortsfesten — *27. (Ausg. K.).
Lokomobilwesen, Neues aus dem Dampf- — *23. (Ausg. K.).
Lokomotiv-Bekohlungseinrichtungen in Eisenbeton *35, *49.
Lokomotive, Die erste Thermo-(Diesel-) — 33. (Ausg. F.).
Lokomotive, Elektrische Abraum- — *25. (Ausg. F.).
Lokomotivschuppen, Statische Berechnung zu einem — *43, *45, †48. (Ausg. F.).
Luftkompressor, Ein neuer Westinghouse- — *37. (Ausg. P.).
Luftmesser? Brauchen wir Volumen- — *58.
Luftpumpen mit kreisendem Kolben *26. (Ausg. K.).
Luftschiffe, Eine Luftdruck-Ankervorrichtung für — *110.
Luftschiffhalle, Schwingbare — *34.

M

Magnete, Hebe- — *17. (Ausg. F.).
Mammut-Bagger in der Zuckerfabrik, Mammut-Pumpe und — *38, *42. (Ausg. P.).
Mammut-Pumpe und Mammut-Bagger in der Zuckerfabrik *38, *42. (Ausg. P.).
Maschinelle Anlage eine baupolizeiliche Genehmigung erforderlich? Ist für eine — 28. (Ausg. T.).
Maschinenhalle II, (Breest & Co.), Die — *99, †53.
Maschinen-Haupthalle auf der Internationalen Baufach-Ausstellung zu Leipzig 1913, Eisenkonstruktion der — 73, †33.
Maschinen, Heißlaufen von Lagern bei — 38. (Ausg. T.).
Maschinenlaboratorium der Technischen Staatslehranstalten in Chemnitz, Mitteilungen aus dem — *31, *43, *47, *59, *65, *73. (Ausg. K.).
Maschinen- und Kühlhallen des neuen Schlachthofes der Stadt Zürich, Die — *47, †40 (Ex.) — 103.
Maschine oder Anlage auch auf Nachbestellungen und die Nachlieferung von Ersatzteilen? Bezieht sich die Garantie für eine — 16. (Ausg. K.).
Mastenkran für Bauzwecke, Ein neuer — *5, †8. (Ausg. F.).
Materialspezifikationen im Dampfkesselbau, Über die Aufmachung der sog. — *4. (Ausg. D.).
Membrane Regler *35. (Ausg. D.).
Metallabdichtung an den Lanzschen Lokomobilen, Die Lentz- — *59. (Ausg. D.).
Metall-Kreissägen, Neue amerikanische — *43.
Metallschlauch, Der biegsame — *46. (Ausg. D.).
Metallstopfbüchse amerikanischer Bauart, Vereinfachte — *12. (Ausg. T.).
Metallstopfbüchsen, Benutzt gut dichtende — *32.
Mitteilungen aus dem Maschinenlaboratorium der Technischen Staatslehranstalten in Chemnitz *31, *43, *47, *59, *65, *73. (Ausg. K.).
Monument des Eisens, (Breest & Co.), Das — *87, 93, †38 u. 45.
Motorflaschenzüge, Motorlaufwinden und — *13. (Ausg. F.).
Motorlaufwinden und Motorflaschenzüge *13. (Ausg. F.).

N

Neuanlagen des Bürgerlichen Bräuhauses in Pilsen, Die — *9, †6.
Nietmaschine, Die transportabele elektrohydraulische — *63.
Normal- und Schmalspurbahnen, Bauart Maciachini, Eisenbetonschwelle für — *39.
Notbremse für Transmissionen, Elektromagnetische — *5. (Ausg. T.).

O

Oddie-Simplex-Dampfpumpe, Die — *26, †30. (Ausg. P.).
Ölen, Einiges über Schmieren und — *13. (Ausg. T.).

P

Patentansprüche, Fallen gelassene — 44. (Notiz). (Ausg. P.).
Patentausführungszwang? Wie lauten die Bestimmungen über den — 10. (Ausg. K.).
Patentes bei Nichtzahlung der Jahresgebühr? Wie verhält es sich mit dem Erlöschen des — 34. (Ausg. D.).
Patent-, Gebrauchsmuster- und Warenzeichengesetz, Zu den Entwürfen für ein neues — 88, 98.
Pendelberechnungen, Einiges über — *19, *23, *44.
Pfannenschuppens, Statische Berechnung der Eisenkonstruktion eines — *17, *21, *45, †11.
Pneumatische Transportanlage, Kombinierte — *23, *26. (Ausg. F.).
Presse für eiförmige Briketts 56, †24.
Prioritäts-Anmeldung im Auslande? Was versteht man unter einer — 16. (Ausg. P.).
Profils für eiserne Träger bei verschiedenartigen Belastungen und Befestigungen, Graphische Bestimmung des Widerstandsmomentes und des — *13.
Pumpe „Bessonnet-Favre", Eine merkwürdige — *30. (Ausg. P.).
Pumpe eine Tatsache? Die vor- und rückwärtslaufende — *29. (Ausg. P.).
Pumpe mit neuer Reguliervorrichtung *1. (Ausg. P.).
Pumpenanlage, Eine interessante — *5. (Ausg. P.).
Pumpen des Chingford-Wasserwerkes, Die Humphrey- — *22, †26. (Ausg. P.).
Pumpen, Große Humphrey- — *13. (Ausg. P.).
Pumpstation des Wasserwerkes zu Nimes, Die neue — *17, †22. (Ausg. P.).

Q

Querschnittbestimmung der Krangleisträger, Graphische — *28. (Ausg. F.).

R

Rauchbelästigungen bei Dampfkesselanlagen, Über die Beseitigung von — 33.
Recht hat der Arbeitgeber an den Erfindungen seiner Angestellten? Welches — 24. (Ausg. F.).
Reduzierventil, Dampfdruck- — 40. (Ausg. D.).
Reduzierventil für 20 at. Spannung, Ein Dampfdruck- — *35. (Ausg. D.).
Regelung des Wasserstandes in Dampfkesseln, Ein Beitrag zum Kapitel der selbsttätigen — *7. (Ausg. D.).
Reguliervorrichtungen in zylindrischen Rohrleitungen *35, 40. (Ausg. P.).
Reguliervorrichtung, Pumpe mit neuer — *1. (Ausg. P.).
Reibungskupplung, Eine bewährte — *20. (Ausg. T.).
Ringschieber-Speise-Apparat Bauart Münckner & Comp. und sein Wert für die Technik, Der — 67, †51. (Ausg. D.).
Rippenrohre, Schmiedeeiserne — *15. (Ausg. D.).
Rohöl-Kraftmaschine, Die Bolinder — *66. (Ausg. K.).
Rohölmaschinenbaues, Wieder zwei Neukonstruktionen auf dem Gebiete des — 39, †28. (Ausg. K.).
Rohren, Der Begriff „freitragende Länge" von — *61.
Rohrleitungen, Leistungsanzeiger für Wassermessungen in geschlossenen — *107.
Rohrleitungen, Reguliervorrichtungen in zylindrischen — *35, 40. (Ausg. P.).
Rohrleitungen von kreisrundem Querschnitt, Beitrag zur Berechnung der Ausflußgeschwindigkeit, der Ausflußmenge und der Durchmesser gerader und gekrümmter — *42, *46. (Ausg. T.).
Rohrleitung und der Schützenzugvorrichtung für die Aufschlagswassermenge einer Hochdruckturbine, Berechnung der — *5. (Ausg. K.).
Rostbeschicker Bauart Thost, Die selbsttätigen — *47, †36. (Ausg. D.).
Rückleiter, Ein bewährter Kondenswasser- — *26. (Ausg. D.).
Rügefrist bei technischen Mängeln, Die — 48. (Ausg. P.).

S

Satzturbinen, Über — *67. (Ausg. K.).
Schäl- und Bürstmaschine, Liegende Spitz-, — 28, †15.
Schieber englischer Bauart, Neuere — *29. (Ausg. T.).
Schiffsschlingerbewegungen und Schlingerdämpfungseinrichtungen *6, *11, *15. (Ausg. T.).
Schlachthofes der Stadt Zürich, Die Maschinen- und Kühlhallen des neuen — *47, †40. (Ex.) 103.
Schlagmaschine für Töpfertone *69, †31.
Schlauchkupplung, Eine interessante — *33. (Ausg. T.).
Schlingerdämpfungseinrichtungen, Schiffsschlingerbewegungen und — *6, *11, *15. (Ausg. T.).
Schmalspurbahnen, Bauart Maciachini, Eisenbetonschwelle für Normal- und — *39.
Schmelzen von Zinnkrätzen in kleinen Mengen 50. (Ausg. K.).
Schmelzpfropfen, Über — *57. (Ausg. D.).
Schmiedeeiserne Feuer- und Aschenfalltüren *17. (Ausg. D.).
Schmiedeeiserne Rippenrohre *15. (Ausg.D.).
Schmierapparat für Fahrstuhlschienen, Ein selbsttätiger — *25. (Ausg. T.).
Schmierapparat für konsistente Fette, Ein selbsttätiger — *29. (Ausg. T.).
Schmieren und Ölen, Einiges über — *13. (Ausg. T.).
Schmierpumpen „Bauart Friedmann", Neue — *4. (Ausg. T.).
Schmierpumpen, Ein Fortschritt im Bau von — *20. (Ausg. T.).
Schmiervorrichtung, Eine interessante — *40. (Ausg. T.).
Schnellumlaufkessel Bauart Büttner *1, †1. (Neuere Dampferzeuger I.) (Ausg. D.).
Schnitzelpressen, Die Bromberger — *68, †31.
Schraubenschlüssel, Zwei neue — *9. (Ausg.T.).
Schraubensicherung, Eine neue — *18. (Ausg. T.).
Schützenzugvorrichtung für die Aufschlagswassermenge einer Hochdruckturbine, Berechnung der Rohrleitung und der — *5. (Ausg. K.).
Schwungräder elektrisch angetriebener Arbeitsmaschinen, Die — *35, *38. (Ausg. T.).
Seil-Selbstfahrer (Tracteur-Toueur) für Treitel- und landwirtschaftliche Zwecke *37. (Ausg. T.).
Selbstkostenberechnung in Fabrikbetrieben, Systematische Kalkulation und — 3, 11.
Selbsttätigen Wasserstandsreglern, Ein Fortschritt im Bau von — *53. (Ausg. D.).
Separationsanlage für das städtische Gaswerk zu Cassel, Die Koks- — 21, †12.
Separatoren, Ein Beitrag zur Ausführung von — *15.
Sheddächer, Freitragende — *70.
Sicherheits-Speiseapparat für Niederdruck-Dampfkessel, Selbsttätiger — *65.(Ausg.D.).
Simplex-Dampfpumpe, Die Oddie- — *26, †30. (Ausg. P.).
Spannkräfte einiger einfacher, verspannter Fachwerkträger und vollwandiger Träger, Berechnung der — 69, *72, *76, *80, *85, 89, *92, *96, *104.
Speise-Apparat Bauart Münckner & Comp. und sein Wert für die Technik, Der Ringschieber- — 67, †51. (Ausg. D.).
Speiseapparat für Niederdruck-Dampfkessel, Selbsttätiger Sicherheits- — *65. (Ausg.D.).
Speisepumpe, Eine bewährte Dampfkessel- — 1, †5. (Ausg. P.).
Speisevorrichtung für Verbrennungsturbinen, Eine neue — *63. (Ausg. K.).

Speisewasser, Entlüftet das — *11. (Ausg.D.).
Spitz-, Schäl- und Bürstmaschine, Liegende — 28, †15.
Statische Berechnung der Eisenkonstruktion eines Pfannenschuppens *17, *21, *45, †11.
Statische Berechnung eines englischen Dachbinders von 15 m Stützweite *1, *7.
Statische Berechnung zu einem Lokomotivschuppen *43, *45, †48. (Ausg. F.).
Steilrohr-Kessel, Der Ketzer — *55, †42. (Neuere Dampferzeuger VIII). (Ausg. D.).
Stochlochverschlüsse bei Gaserzeugern, Die — *39. (Ausg. D.).
Stopfbüchsen-Packung für Pumpen, Eine bewährte — *24. (Ausg. T.).
Straßenbahn-Motoren mit Wendepolen, Neue — *31. (Ausg. F.).
Straßenbrücke in Rampenform in Brantford (Canada), Eisenbeton- — *21, †27. (Ausg. F.).
Straßenkehrmaschine, Staubfrei arbeitende selbstfahrende — *71.
Stromverluste elektrischer Leitungen, Untersuchungen über — *64, 77, 82.
Stufenrohren für Großwasserraumkessel, Über die Herstellung von — *41. (Ausg. D.).
Stufensatz, Ein Deckenvorgelege mit Zahnrad- — *9. (Ausg. T.).
Systematische Kalkulation und Selbstkostenberechnung in Fabrikbetrieben 3, 11.

T

Temperaturregler, Verwendet selbsttätige — *19. (Ausg. D.).
„Thermo-(Diesel-)Lokomotive", Die erste — 33. (Ausg. F.).
Tracteur-Toueur für Treitel- und landwirtschaftliche Zwecke, Seil-Selbstfahrer — *37. (Ausg. T.).
Träger bei verschiedenartigen Belastungen und Befestigungen, Graphische Bestimmung des Widerstandsmomentes und des Profils für eiserne — *13.
Träger, Berechnung der Spannkräfte einiger einfacher, verspannter Fachwerkträger und vollwandiger — 69, *72, *76, *80, *85, 89, *92, *96, *104.
Tragfähigkeit zusammengesetzter Biegungsfedern, Beitrag zur Ermittelung der — *1, *8. (Ausg. T.).
Transmissionen, Elektromagnetische Notbremse für — *5. (Ausg. T.).
Transmissionsanlage einer Holzschleiferei für 5000 kg Tagesproduktion, Berechnung der — *26, *30, 33. (Ausg. T.).
Transmissions-Kugellager „Bauart Fischer" *3. (Ausg. T.).
Transportanlage, Kombinierte pneumatische — *23, *26. (Ausg. F.).
Treibketten, Ein Fortschritt in der Herstellung von — *20. (Ausg. T.).
Trockenanlagen, Der Wärmebedarf von — 10, 16, 30, 37. (Ausg. D.).
Trockenschränke, Neue — *34.
Turbine für elastische Treibmittel, Ergänzungen zur Theorie der — *15, *21, 53. (Ausg. K.).
Turbinen-Anlage des Kraftwerkes Pirahy, Die 20000 PS Wasser- — 33, †25. (Ausg. K.).

U

Umlaufversuche an einem Dampfkessel *10. (Ausg. D.).
Unternehmungen, Generalunkosten industrieller — 32, 36, 40. (Ausg. F.).
Unterwindfeuerungen *39. (Ex.).

V

Verbrennungsturbinen, Eine neue Speisevorrichtung für — *63. (Ausg. K.).
Verbund-Lokomobile Bauart Lanz, Die nom. 500 PS Heißdampf- — *51. (Ausg. K.).
Vereins Deutscher Ingenieure zu Leipzig 1913, Hauptversammlung des — 28. (Ausg. P.).
Vergaser, Der Benoid- — *49. (Ausg. K.).
Vergasung von backender teerhaltiger Steinkohle, Ein Generator zur — *18. (Ausg.D.).
Verminderungsventil, Ein bewährtes Dampfdruck- — *70. (Ausg. D.).
Vertikalmotor, Kreiselpumpe und — *7, *11, 14. (Ausg. P.).
Vollbahnen, Die ersten Erfahrungen mit der Einführung des elektrischen Betriebes auf amerikanischen — 6, 12.

W

Warenzeichengesetz, Zu den Entwürfen für ein neues Patent-, Gebrauchsmuster- und — 88, 98.
Wärmeausnutzung und Kohlenersparnis von industriellen Feuerungsanlagen, Ein Beitrag zur — *44, *48, 53, 60. (Ausg. D.).
Wärmebedarf von Trockenanlagen, Der — 10, 16, 30, 37. (Ausg. D.).
Wasserhaltungen, Der Wert des elektrischen Antriebes für — 5. (Ausg. P.).
Wasserkraftanlage mit 1650 m Gefälle, Eine — 44. (Ausg. K.).
Wasser-Prüfers, Die Kontrolle der Wasserreinigung und des Kesselwassers mittels — 42. (Ausg. D.).
Wasserreinigung und des Kesselwassers mittels Wasser-Prüfers, Die Kontrolle der — 42. (Ausg. D.).
Wasserstandes in Dampfkesseln, Ein Beitrag zum Kapitel der selbsttätigen Regelung des — *7. (Ausg. D.).
Wasser-Turbinen-Anlage des Kraftwerkes Pirahy, Die 20000 PS — 33, †25. (Ausg. K.).
Wasserwerke Grand-Camp und St. Clair der Stadt Lyon, Der Umbau der — *33. (Ausg. P.).
Wechselstrom- und Gleichstrom-Dampfmaschine *9. (Ausg. K.).
Wellbleche, Die Herstellung der „mehrfach gestuften" — *32. (Ausg. D.).
Wendepolen, Neue Straßenbahn-Motoren mit — *31. (Ausg. F.).
Werkzeuge für Kesselschmiede, Einige neue — *39. (Ausg. D.).
Widerstandsmomentes und des Profils für eiserne Träger bei verschiedenartigen Belastungen und Befestigungen, Graphische Bestimmung des — *13.
Wirkungsweise und die Leistung des elektrischen Kesselstein-Abklopf-Apparates, Bauart Devoorde 12. (Ausg. D.).
Wirtschaftlichkeitsprinzipes, Praktische Erfahrungen mit der Anwendung des — 16.

Z

Zahnräder für Bahnmotoren *10. (Ausg. T.).
Zahnrädern, Graphische Ermittlung der Teilung von — *45. (Ausg. T.).
Zahnrad-Stufensatz, Ein Deckenvorgelege mit — *9. (Ausg. T.).
Zeichner, Ein wichtiges Hilfsmittel für — *58.
Zementmauersteinfabrikation, Die — *42.
Zentrale Hohenschönhausen, Die elektrische — *35. (Ex.).
Zentralen, Lokomobilbetriebene elektrische — *25.
Zentralüberhitzer, Über — *21. (Ausg. D.).
Zentrifugalpumpen, Konstruktions- und Berechnungsbeispiele zu — *9, *15, *18, *28, *31, †13 und 18. (Ausg. P.).
Zentrifugalpumpen, Neues über Hochdruck- — *21. (Ausg. P.).
Zinnkrätzen in kleinen Mengen, Schmelzen von — 50. (Ausg. K.).
Zweitakt-Glühkopf-Kraftmaschine, Berechnung einer liegenden 8 PSe — 69, †50. (Ausg. K.).
Zwischendampfentnahme, Kondensation und — *7, *13. (Ausg. K.).
Zylindrischen Rohrleitungen, Reguliervorrichtungen in — * 35, 40. (Ausg. P.).

Alphabetisches Namenregister.

A

Aktiebolaget de Lavals Angturbin in Stockholm, „Multipel"-Dampfturbinen mit Zahnradübertragung *36. (Ex.).
Aktiebolaget Ljungströms Angturbin in Liljeholmen (Schweden), Die Ljungström-Dampfturbine *4, †2. (Ausg. K.).
Allgemeine Elektricitäts-Gesellschaft in Berlin, Elektromagnetische Notbremse für Transmissionen *5. (Ausg. T.).
—, Kreiselpumpe und Vertikalmotor *7, *11, 14. (Ausg. P.).
—, Neue Straßenbahn-Motoren mit Wendepolen *31. (Ausg. F.).
—, Zahnräder f. Bahnmotoren *10. (Ausg. T.).
Arens, Fernando in Hamburg, Schwingbare Luftschiffballe *34.
Armaturen- und Maschinenfabrik A.-G., vorm. J. A. Hilpert in Nürnberg, Die Evolventenpumpe „System Neumann" und ihre Eigenschaften *2, *6. (Ausg. P.).
Assmann & Stockder, G. m. b. H. in Stuttgart-Cannstatt, Fortschritte im Bau von ortsfesten Lokomobilen *27. (Ausg. K.).
Atlas-Werke Aktiengesellschaft in Bremen, Entlüftet das Speisewasser! *11. (Ausg. D.).

B

Babcock & Wilcox-Dampfkessel-Werke, A.-G. in Oberhausen, Die Konstruktionen der Babcock & Wilcox-Dampfkessel-Werke A.-G., 7, †7. (Neuere Dampferzeuger II). (Ausg. D.).
Bader & Halbig in Halle a. S., Ein elektrischer Kesselstein-Abklopfapparat *6. (Ausg. D.).
Baetz, Konrad, Dipl.-Ing., Professor zu Tsingtau, Ergänzungen zur Theorie der Turbine für elastische Treibmittel *15, *21, 53. (Ausg. K.).
Bell & Cie., Th., A.-G. in Kriens, Die 3000 PS-Löffelturbine des Arniwerkes *45, †32. (Ausg. K.).
Bermbach, Architekt J. in Weimar, Eine neue Holzbalkendecke *40.
Bernhardt, C. H. in Dresden, Einige neue Werkzeuge f. Kesselschmiede *39. (Ausg. D.).
Blacher, Prof., C. in Riga, Die Kontrolle der Wasserreinigung und des Kesselwassers mittels Wasser-Prüfers 42. (Ausg. D.).
Blau, Ernst, Prof. in Bielitz, Einrichtung und Betriebverhältnisse moderner Groß-Holzschleifereien *8, 14, †4 und 9.
—, Ortsfeste und bewegliche Kreiselpumpen für Grubenbetriebe *45, †52. (Ausg. P.).
Bolinder, J. & G. in Stockholm, Die Bolinder-Rohöl-Kraftmaschine *66. (Ausg. K.).

Bomborn, Bernhard in Berlin, Zu den Entwürfen für ein neues Patent-, Gebrauchsmuster- und Warenzeichengesetz 88, 98.
Bopp & Reuther in Mannheim-Waldhof, Brauchen wir Volumen-Luftmesser? *58.
Borsig, A. in Tegel, Der Borsigsche Kettenrost *23. (Ausg. D.).
—, Die Hochleistungs-Dampfkessel Bauart Borsig *43. (Neuere Dampferzeuger VI). (Ausg. D.).
—, Elektrische Abraum-Lokomotive *25. (Ausg. F.).
—, Mammut-Pumpe und Mammut-Bagger in der Zuckerfabrik *38, *42. (Ausg. P.).
Böttcher, Anton, Ing. in Hamburg, Der Maihak-Indikator mit dem Böttcherschen Leistungszähler *59.
Breest & Co. in Berlin, Die Eisenbauten von Breest & Co. auf der Internationalen Baufach-Ausstellung Leipzig 1913 *83, *87, *93, *99, †38, 45, 53.
Bromberger Maschinenbau-Anstalt in Bromberg, Die Bromberger Schnitzelpressen *68, †31.
Brown, Boveri & Cie. in Baden (Schweiz), Kuppelstangenantrieb *57. (Ausg. K.).
Brünn-Königsfelder Maschinenfabrik in Königsfeld bei Brünn, Neues über Hochdruck-Zentrifugalpumpen *21. (Ausg. P.).
Bührs, M. in Stettin, Die längste Brücke der Welt 41. (Ausg. F.).
—, Erhöhte Geschwindigkeit und ihre Kosten 34, *38. (Ausg. F.).

C

Cordes, Heinrich in Cöln, Selbsttätiger Sicherheits-Speiseapparat für Niederdruck-Dampfkessel *65. (Ausg. D.).
Crow, Horvey and Co., Ltd. in Glasgow, Große Blechkanten-Hobelmaschine englischer Bauart *5.

D

Danneberg & Quandt in Berlin, Neue Trockenschränke *34.
Davey Brothers Ltd. in Sheffield, Hydraulische Blechschere *79.
Deutsche Prometheus Hohlrost-Werke, G. m. b. H. in Hannover, Ein neuer Hohlroststab *67. (Ausg. D.).
Deutsche Steinkohlengenerator-G. m. b. H. in Charlottenburg, Ein Generator zur Vergasung von backender teerhaltiger Steinkohle *18. (Ausg. D.).
Deutsche Waffen- und Munitionsfabriken in Berlin, Das Kugellager im Dienste der Schiffahrt *41. (Ausg. T.).
—, Einstellbare Kugellager *29.
—, Kugellager contra Gleitlager *48. (Ausg. T.).
Dickinson, B. J. Ambridge, Eine interessante Schlauchkupplung *33. (Ausg. T.).
Dietze, Dipl.-Ing. Karl in Pirna, Schiffsschlingerbewegungen und Schlingerdämpfungseinrichtungen *6, *11, *15. (Ausg. T.).
Dietze, Richard, Ing. in Langenfeld, Entwurf einer Bahnhofshalle *37, 49, 53, †16.
—, Statische Berechnung zu einem Lokomotivschuppen *43, 45, †48. (Ausg. F.).
Dreyer & Co., Max in Magdeburg, Vereinfachte Metallstopfbüchse amerikanischer Bauart *12. (Ausg. T.).
Duisburger Maschinenbau A.-G. vormals Bechem & Keetman in Duisburg, Die Herstellung der „mehrfach gestuften" Wellbleche *32. (Ausg. D.).
Düsseldorfer Maschinenbau A.-G. vorm. J. Losenhausen in Düsseldorf, Über die Konstruktion einiger Hebezeuge mit elektrischem Antriebe *9, *19, *22. (Ausg. F.).

E

Eckstein, Dr. jur. in Berlin-Halensee, Bezieht sich die Garantie für eine Maschine oder Anlage auch auf Nachbestellungen und die Nachlieferung von Ersatzteilen? 16. (Ausg. K.).
—, Die Rügefrist bei technischen Mängeln 48. (Ausg. P.).
Eckstein, Dr. jur. in Berlin-Halensee, Ist für eine maschinelle Anlage eine baupolizeiliche Genehmigung erforderlich? 28. (Ausg. T.).
Egli, H. in Zürich, Neue Regel zur Bestimmung des Inhaltes ebener Flächen *6.
Eisenbach, Franz, Zivilingenieur in München, Ein Beitrag zur Wärmeausnutzung und Kohlenersparnis von industriellen Feuerungsanlagen *44, *48, 53, 60. (Ausg. D.).
Eisenkramer, Ingenieur L. in St. Louis, Aufzüge amerikanischer Bauart *14, *18, †19. (Ausg. F.).
—, Conveyer und ihre Anwendung *29. (Ausg. F.).
—, Eine amerikanische Geradbiegmaschine *17.
Eisenwerk Phönix in Hamburg, Die Kardioiden-Kapselpumpe (System Axien) *24. (Ausg. P.).
Elektrizitätswerk Lichtenberg, Die Kesselanlage des städtischen Elektrizitätswerkes Lichtenberg 36, †29. (Moderne Dampferzeuger V). (Ausg. D.).
Elektrostahlwerk Georg Fischer in Schaffhausen, Hohlräder aus Elektrostahlguß *4. (Ausg. F.).
Erste automatische Gußstahl-Kugelfabrik Friedr. Fischer in Schweinfurt, Transmissions-Kugellager „Bauart Fischer" *3. (Ausg. T.).
Escher, Wyss & Cie. in Zürich, Die 20000 PS Wasser-Turbinen-Anlage des Kraftwerkes Pirahy 33, †25. (Ausg. K.).
—, Die Maschinen- und Kühlhallen des neuen Schlachthofes der Stadt Zürich *47, †40, (Ex.) — 103.

F

Felten und Guilleaume A.-G., Karlswerk in Mülheim a. Rh., Interessante Einzelheiten vom neuen Hängesteg über den Brembo *1. (Ausg. F.).
Frikart, E., Gleichstrom-Dampfmaschine mit Kolbenschiebersteuerung *1. (Ausg. K.).
Fuess, R. vorm. J. G. Greiner jun. & Geißler in Berlin-Steglitz, Verwendet selbsttätige Temperaturregler *19. (Ausg. D.).
Fux, Ingenieur Joseph in Brantford, Zwei bewährte amerikanische Doppel-Blechscheren *51.

G

Gaspary & Co., Dr., Maschinenfabrik in Markranstädt bei Leipzig, Bimssanddielenmaschine *32.
—, Die Zementmauersteinfabrikation *42.
Gerdts & Strauch in Bremen, Wieder ein neues Verfahren zum Abblasen des Kesselschlammes *33. (Ausg. D.).
Gesellschaft für Hochdruckrohrleitungen m. b. H. in Berlin, Ein Beitrag zum Kapitel Rohr-Kompensatoren *17. (Ausg. T.).
Gresham and Craven Ltd. in Manchester, Der Heißwasser-Injektor *33. (Ausg. D.).
Grohmann & Frosch in Leipzig-Plagwitz, Die Eisenkonstruktion der Maschinen-Haupthalle auf der Internationalen Baufach-Ausstellung zu Leipzig 1913 73, †33.
Günzel, Arno in Altenburg, Ein Fortschritt in der Herstellung von Treibketten *20. (Ausg. T.).

H

Haas, B. in Leipzig, Untersuchungen über Stromverluste elektrischer Leitungen *64, *77, 82.
Hagemann, G., Ingenieur in Genthin, Bagger *48. (Ausg. F.).
—, Ein Beitrag zur Ausführung von Separatoren *15.
—, Ein Vorschlag zur Erhöhung der Leistungsfähigkeit unsrer Dampfmaschinen *60, 63, †43. (Ausg. K.).
Hammelrath & Co., H., G. m. b. H. in Cöln a. Rh.-Müngersdorf, Ein bewährter Kondenswasser-Rückleiter *26. (Ausg. D.).
Hauer, Josef in Nusle b. Prag, Ein- und Ausschaltvorrichtung für Kompressoren mit zwei Kolben 44. (Ausg. P.).
Heine, C. in Düsseldorf, Die Heine-Abscheider *14. (Ausg. T.).
Heinze, Max, Ingenieur in Kattowitz O./S. Greifer für Entladung der Rüben aus Eisenbahnwaggons und Kähnen *39. (Ausg. F.).
Hermanns, Ingenieur Hubert in Berlin, Über die Konstruktion einiger Hebezeuge mit elektrischem Antriebe *9, *19, *22. (Ausg. F.).
Herweg, P. in Düsseldorf, Zwei neue Armaturen für Dampfkessel *25. (Ausg. D.).
Herzog, Ingenieur A. in Dresden, Kombinierte pneumatische Transportanlage *23, *26. (Ausg. F.).
Heym, W., Ingenieur in Gr.-Lichterfelde-Ost, Praktische Erfahrungen mit der Anwendung des Wirtschaftlichkeitsprinzipes 16.
—, Über die Fundierung von Explosionsmaschinen *24, 35, 40. (Ausg. K.).
Hickel, H., Ingenieur in Luzern, Interessante Einzelheiten vom neuen Hängesteg über den Brembo *1. (Ausg. F.).
Hill, J. and P. in Sheffield, Staubfrei arbeitende selbstfahrende Straßenkehrmaschine *71.
Hübel, G., Ingenieur in Saarau, Der Begriff „freitragende Länge" von Rohren *61.
Hüllstrung, Emil, Ingenieur in Düsseldorf, Verwendet Faß-Abfüllböcke *24.
Hydro-Apparate-Bauanstalt (J. von Geldern & Co.) in Düsseldorf, Der Analysator „Hydro" (Bauart Borchers) *41. (Ausg. P.).

I

Ipsag, A.-G. für Armaturen- und Apparatebau in Berlin, Einiges über Schmieren und Ölen *13. (Ausg. T.).

J

Jacob, Gebrüder in Zwickau i. Sa., Der biegsame Metallschlauch *46. (Ausg. D.).
James C. Kay and Co., Ltd. in Bury, Lancashire, Eine bewährte Reibungskupplung *20. (Ausg. T.).
Jezler, J. R. Ingenieur, Freitragende Sheddächer *70.
John, W., Ingenieur in Landsberg, Dreiflammrohrkessel *13. (Ausg. D.).
Jones, Ingenieur, Harry in Brantford (Canada), Eisenbeton-Straßenbrücke in Rampenform in Brantford (Canada) *21, †27. (Ausg. F.).

K

Karch, Prof. C. E. in Köln a. Rh., Pumpe mit neuer Reguliervorrichtung *1. (Ausg. P.).
Kestner, Paul in Dortmund, Der Kestner-Kessel *29. (Neuere Dampferzeuger IV). (Ausg. D.).
Ketzer, H., G. m. b. H. in Duisburg, Der Ketzer Steilrohr-Kessel *55, †42. (Neuere Dampferzeuger VIII). (Ausg. D.).
Kleemann, Gustav in Hamburg, Neuer Dichtungsring mit Metalleinlage *68. (Ausg. K.).
Klinger, Rich., Ges. m. b. H., Maschinenfabrik in Gumpoldskirchen bei Wien, Ein Fortschritt im Bau von Schmierpumpen *21. (Ausg. T.).
Koch, Oberingenieur Paul in Düsseldorf, Ein moderner Dampferzeuger *24, †20. (Ausg. D.).
—, Großwasserraumkessel *38. (Ausg. D.).
—, Über die Herstellung von Stufenrohren für Großwasserraumkessel *41. (Ausg. D.).
—, Über Schmelzpfropfen *57. (Ausg. D.).
—, Über Zentralüberhitzer *21, *40. (Ausg. D.).
Kochte, Paul, Ingenieur in Beuthen, Der Wärmebedarf von Trockenanlagen 10, 16, 30, 37. (Ausg. D.).
Krautzberger & Comp., A., G. m. b. H. in Holzhausen bei Leipzig, Maschinelles Anstreichen *57.

L

Lanz, Heinrich in Mannheim, Die Lentz-Metallabdichtung an den Lanzschen Lokomobilen *59. (Ausg. D.).
—, Die nom. 500 PS Heißdampf-Verbund-Lokomobile, Bauart Lanz *51. (Ausg. K.).
—, Lokomobilbetriebene elektrische Zentralen *25.
Levy, Dr. Max in Berlin, Elektrodynamische Leistungswaage *91, *96.

Lewin, M. C., Dipl.-Ing. in Berlin-W., Generalunkosten industrieller Unternehmungen 32, 36, 40. (Ausg. F.).
Lieber, Franz, Statische Berechnung der Eisenkonstruktion eines Pfannenschuppens *17, *21, *45, †11.
Linke-Hofmann-Werke in Breslau, Die Dieselmaschine 53, †41. (Ex.).
Lobbes, A. in Offenbach a. M., Verwendet selbsttätigeTemperaturregler*19.(Ausg.D.).
Lugard and Co., C. E. in Chester, Dehnungskupplung englischer Bauart *28. (Ausg. T.).

M

Maciachini, A., Ing. in Mailand, Eisenbetonschwelle, Bauart Maciachini, für Normal- und Schmalspurbahnen *39.
Magnet-Werke, G. m. b. H. in Eisenach, Hebe-Magnete *17. (Ausg. F.).
—, Zum Kapitel: Elektromagnetische Kupplungen *23. (Ausg. T.).
Maihak, A.-G. in Hamburg, Registrierender Belastungsanzeiger *67.
Marr, Otto, Zivilingenieur in Leipzig, Kondensation und Zwischendampfentnahme *7, *13. (Ausg. K.).
Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft vorm. Beck & Henkel in Cassel, Die Koks-Separationsanlage für das städtische Gaswerk zu Cassel 21, †12.
Maschinenbau - Aktiengesellschaft vorm. Starke & Hoffmann in Hirschberg, Wieder zwei Neukonstruktionen auf dem Gebiet des Rohölmaschinenbaues *39, †28. (Ausg. K.).
Maschinencentrale in Berlin SW., Eine eigenartige Fördereinrichtung *33. (Ausg. F.).
Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg in Nürnberg, Neues von der M. A. N.-Dieselmaschine 3, †3. (Ausg. K.).
Maschinenfabrik J. E. Christoph, Aktiengesellschaft in Niesky (O.-L.), Die Dieselmaschine Bauart Christoph-Niesky *11. (Ausg. K.).
Maschinenfabrik Ehrhardt & Sehmer in Saarbrücken, Die Stochlochverschlüsse bei Gaserzeugern *39. (Ausg. D.).
Maschinenfabrik Oerlikon in Oerlikon bei Zürich, Die Oerlikon-Dampfturbinen *28, *37, *42, †21. (Ausg. K.).
—, Die transportabele elektro-hydraulische Nietmaschine *63.
—, Einiges über Induktionsregler und deren Betätigung *47, *53.
—, Motorlaufwinden und Motorflaschenzüge *13. (Ausg. F.).
Maschinen- und Armatur-Fabrik vorm. Klein, Schanzlin & Becker in Frankenthal, Eine bewährte Dampfkessel-Speisepumpe 1, †5. (Ausg. P.).
—, Eine interessante Pumpenanlage *5. (Ausg. P.).
Metallic Packing & Mfg. Company in Elyris, Ohio, Eine bewährte Stopfbüchsen-Pakkung für Pumpen *24. (Ausg. T.).
Meyer, Gustav W. in Zwickau, Die ersten Erfahrungen mit der Einführung des elektrischen Betriebes auf amerikanischen Vollbahnen 6, 12. (Ausg. F.).
Micksch, Karl in Berlin, Heißlaufen von Lagern bei Maschinen 38. (Ausg. T.).
Morgan, William F. in Duquesne, Pennsylvania, Eine neue Schraubensicherung *18. (Ausg. T.).
Motorenfabrik Oberursel A.-G. in Oberursel bei Frankfurt a. M., Neuerungen im Bau von liegenden Dieselmaschinen *17. (Ausg. K.).
Mühlenbauanstalt und Maschinenfabrik vorm. Gebrüder Seck in Dresden, Kombinierte pneumatische Transportanlage *23, *26. (Ausg. F.).
Münckner & Comp., Maschinenfabrik in Bautzen, Der Ringschieber-Speise-Apparat Bauart Münckner & Comp. und sein Wert für die Technik 67, †51. (Ausg. D.).

N

Nehbel, Harald in Berlin-N., Unterwindfeuerungen *39. (Ex.).
Newton Machine Tool Works in Philadelphia, Neue amerikanische Metall-Kreissägen *43.
Norddeutsche Automobil- und Motoren-Aktien-Gesellschaft in Bremen-Hastedt, Automobile Benzin-Feuerspritze Bauart „Lloyd" 48. (Ausg. P.).
Norfolk and Western Railroad in Hayesville, Ohio, Lokomotiv-Bekohlungseinrichtungen in Eisenbeton *35, *49.

O

Oddesse, G. m. b. H. in Oschersleben, Die Oddie-Simplex-Dampfpumpe *26, †30. (Ausg. P.).
Otto, Max, Ing. in Leisnig, Berechnung der Rohrleitung und der Schützenzugvorrichtung für die Aufschlagswassermenge einer Hochdruckturbine *5. (Ausg. K.).
—, Berechnung der Transmissionsanlage einer Holzschleiferei für 5000 kg Tagesproduktion *26, *30. (Ausg. T.).
Overhoff, Julius, Technisches Bureau in Wien, Ein Fortschritt im Bau von selbsttätigen Wasserstandsreglern *53. (Ausg. D.).

P

Paul, Heinrich in Augsburg, Die neue Kraftwinde Bauart Paul *35. (Ausg. F.).
Pfeiffer, Gebr. in Kaiserslautern, Eine praktisch bewährte Hartmühle *74.
Pfeiffer, Prof. A. in Kaiserslautern, Einiges über Pendelberechnungen *19, *23, *44.
Pfeil, Erich in Wien, Schmiedeeiserne Feuer- und Aschenfalltüren *17. (Ausg. D.).
Pump and Power Company Ltd. in London, Die Humphrey-Pumpen des Chingford-Wasserwerkes *22, †26. (Ausg. P.).
—, Große Humphrey-Pumpen *13. (Ausg.P.).
Pumpen- und Gebläse-Werk C. H. Jaeger & Co. in Leipzig-Plagwitz, Etwas über Anordnung usw. der Kreiskolbengebläse 25. (Ausg. P.).
Punde, Ingenieur in Rheydt, Zwei neue Schraubenschlüssel *9. (Ausg. T.).
Pusch, J. in Berlin, Schmelzen von Zinnkrätzen in kleinen Mengen 50. (Ausg. K.).

R

Rasmussen & Ernst in Chemnitz i. S., Ein Beitrag zum Kapitel der selbsttätigen Regelung des Wasserstandes in Dampfkesseln *7. (Ausg. D.).
Redlich, Mühlenbauingenieur E. in Budapest, Gries- und Dunstputzmaschine *52, †23.
—, Liegende Spitz-, Schäl- und Bürstmaschine 28, †15.
Redtmann, Carl in Berlin, Die moderne Lohnverrechnung im Fabrikbetriebe 95, 101, 105, 108.
—, Systematische Kalkulation und Selbstkostenberechnung in Fabrikbetrieben 3, 11.
Reichelt, Carl, Fr. in Berlin SW., Fallen gelassene Patentansprüche 44. (Ausg. P.).
—, Was versteht man unter einer Prioritäts-Anmeldung im Auslande? 16. (Ausg. P.).
—, Welches Recht hat der Arbeitgeber an den Erfindungen seiner Angestellten? 24. (Ausg. F.).
—, Wie lauten die Bestimmungen über den Patentausführungszwang? 10. (Ausg. K.).
—, Wie verhält es sich mit dem Erlöschen des Patentes bei Nichtzahlung der Jahresgebühr? 34. (Ausg. D.).
Reichling & Comp., Robert in Königshof-Crefeld, Neues aus dem Gebiete des Entölerbaues *32. (Ausg. T.).
Reif, Eduard, Ingenieur in Ravensburg, Entölung des Dampfes *51. (Ausg. D.).
Reisert, Hans, G. m. b. H. in Cöln-Braunsfeld, Flüssigkeitsmengenregler *64.
Reiß, R. in Liebenwerda, Ein wichtiges Hilfsmittel für Zeichner *58.
Rheinische Dampfkessel- und Maschinenfabrik Büttner in Uerdingen, Schnellumlaufkessel.Bauart Büttner *1, †1. (Neuere Dampferzeuger I). (Ausg. D.).
Rheinische Schweißwerke Sieglar G. m. b. H. in Sieglar bei Cöln, Schmiedeeiserne Rippenrohre *15. (Ausg. D.).
Richter, Dipl.-Ing. Fritz L. in Chemnitz, Mitteilungen aus dem Maschinenlaboratorium der Technischen Staatslehranstalten in Chemnitz *31, *43, *47, *59, *65, *73. (Ausg. K.).
Riebe-Kugellager- und Werkzeug-Fabrik, G. m. b. H. in Weißensee-Berlin, Das Riebe-Kugellager *18, *21. (Ausg. T.).
Riwosch, Ing.-Techn. O. in St. Petersburg, Graphische Bestimmung des Widerstandsmomentes und des Profils für eiserne Träger bei verschiedenartigen Belastungen und Befestigungen *13.
—, Graphische Ermittlung der Teilung von Zahnrädern *45. (Ausg. T.).
—, Graphische Querschnittbestimmung der Krangleisträger *28. (Ausg. F.).
Rödiger, O., Ing. in Halle a. S., Die unsymmetrische Hängebahnschiene *2, *7, *10, *15. (Ausg. F.).
Röpke, Franz in Hamburg, Berechnung der Spannkräfte einiger einfacher, verspannter Fachwerkträger und vollwandiger Träger 69, *72,*76, *80, *85, 89, *92, *96, *104.

S

Sack & Kieselbach, G. m. b. H. in Düsseldorf-Rath, Benutzt gut dichtende Metallstopfbüchsen *32.
Salau & Birkholz in Essen, Eine neue Gasfeuerung für Koksofen- und Hochofengas *5. (Ausg. D.).
Schäffer & Budenberg G. m. b. H. in Magdeburg-Buckau, Ferranti-Schieber-Druckregler *58. (Ausg. D.).
—, Neuere Kompensatoren *12. (Ausg. K.).
Schammer, Fritz in Berlin W. 30, Ein Fortschritt im Bau von Heizregistern für Boiler *46. (Ex.).
Schmidt, Karl, Dipl.-Ing. in Hildburghausen, Konstruktions- und Berechnungsbeispiele zu Zentrifugalpumpen *9, *15, *18, *28, *31, †13 u. 18. (Ausg. P.).
Schmuckler, Hans in Berlin, Die Eisenbauten von Breest & Co. auf der Internationalen Baufach-Ausstellung Leipzig 1913 *83, *87, *93, *99, †38, 45, 53.
von Schrott, Dr. Paul Ritter in Wien, Die Schwungräder elektrisch angetriebener Arbeitsmaschinen *35, *38. (Ausg. T.).
Schulz, W., Ingenieur in Neudamm, Beitrag zur Berechnung der Ausflußgeschwindigkeit, der Ausflußmenge und der Durchmesser gerader und gekrümmter Rohrleitungen von kreisrundem Querschnitt *42, *46. (Ausg. T.).
—, Beitrag zur Ermittelung der Tragfähigkeit zusammengesetzter Biegungsfedern *1, *8. (Ausg. T.).
—, Reguliervorrichtungen in zylindrischen Rohrleitungen *35, *40. (Ausg. P.).
Schumacher Wwe. Joh. in Cöln a. Rh., Eine merkwürdige Pumpe (Bauart „Bessonnet-Favre"). *30. (Ausg. P.).
Schütt & Schaefer in Cöln, Ein Dampfdruck-Reduzierventil für 20 at. Spannung *35. (Ausg. D.).
Schweinfurter Präzisions-Kugellager-Werke Fichtel & Sachs in Schweinfurt, Neuerungen in Kugelkäfigen *25. (Ausg. T.).
Schweizer & Müller in Hamburg, Weitere Fortschritte im Bau von Explosionsmaschinen *30.
Seime, C. in Zabrze, Statische Berechnung eines Dachbinders von 17,0 m Stützweite mit Oberlicht 62, †47. (Ausg. D.).
—, Statische Berechnung eines englischen Dachbinders von 15 m Stützweite *1, *7.
Selson Engineering Company Ltd. in London, Ein Deckenvorgelege mit Zahnrad-Stufensatz *9. (Ausg. T.).
Siemens-Schuckertwerke, G. m. b. H. in Berlin, Der Wert des elektrischen Antriebes für Wasserhaltungen 5. (Ausg. P.).
—, Elektrisch betriebene Abteufpumpen *20. (Ausg. P.).
—, Luftpumpen mit kreisendem Kolben *26. (Ausg. K.).
—, Neues über Elektrohängebahnen *27. (Ausg. F.).

Siemens & Halske A.-G. in Berlin-Nonnendamm, Leistungsanzeiger für Wassermessungen in geschlossenen Rohrleitungen *107.

Spalek, Direktor Ing. Franz in Pilsen, Die Neuanlagen des Bürgerlichen Bräuhauses in Pilsen *9, †6.

Spezialwerk Thost, G. m. b. H. in Zwickau i. Sa., Die selbsttätigen Rostbeschicker Bauart Thost *47, †36. (Ausg. D.).

Steinbach, Dipl.-Ing. **Moritz** und Dipl.-Arch. **Arthur Steinbach** in Wien, Konstruktionseinzelheiten des Fabrikgebäudes der Firma White, Child & Beney *75, †35.

Steinmüller C. & L., in Gummersbach, Die Kesselanlage des städtischen Elektrizitätswerkes Lichtenberg 36, †29. (Neuere Dampferzeuger V). (Ausg. D.).

—, Steinmüller-Kessel 27, †14. (Neuere Dampferzeuger III).

Stumpf, Johann in Charlottenburg, Ein Fortschritt im Bau zweistufiger Dampfkompressoren *29. (Ausg. P.).

Sulzer, Gebrüder in Winterthur, Der Umbau der Wasserwerke Grand-Camp und St. Clair der Stadt Lyon *33. (Ausg. P.).

—, Die neue Pumpstation des Wasserwerkes zu Nimes *17, †22. (Ausg. P.).

Sundwiger Eisenhütte A.-G. in Sundwig, Wechselstrom- und Gleichstrom-Dampfmaschine *9. (Ausg. K.).

T

Thiem & Töwe in Halle a. S., Der Benoid-Vergaser *49. (Ausg. K.).

Topf & Söhne, J. A. in Erfurt, Die Einmauerung des Flammrohrdampfkessels und das moderne Kesselhaus *20, *27. (Ausg. D.).

Tosi, Franco in Leguano (Italien), Die Dampfturbine Bauart Tosi für Schiffszwecke 19, †10. (Ausg. K.).

V

Vertriebsgesellschaft automatischer Schmierapparate „Helios" G. m. b. H. in Berlin, Ein selbsttätiger Schmierapparat für Fahrstuhlschienen *25. (Ausg. T.).

Voith, J. M. in Heidenheim, Vierfache Francis-Turbinenanlage von 2200 PS für das Kraftwerk Wyhlen 100, †49.

W

Walch & Böhm, H. in Wiesbaden, Ein selbsttätiger Schmierapparat für konsistente Fette *29. (Ausg. T.).

Weber Chimney Company in Chicago, Eisenbeton-Fabrikschornsteine *66.

Weise & Monski, Pumpen- und Maschinenfabrik in Halle a. S., Ortsfeste und bewegliche Kreiselpumpen für Grubenbetriebe *45, †52. (Ausg. P.).

Westinghouse-Brake Company Ltd. in London, Ein neuer Westinghouse-Luftkompressor *37. (Ausg. P.).

White, Child & Beney in Wien, Konstruktionseinzelheiten des Fabrikgebäudes der Firma White, Child & Beney *75, †35.

Wichand & Wilisch in Zwickau, Dampfdruck-Reduzierventil *40. (Ausg. D.).

Wilson & Mathiesons Ltd. in Leeds, Ein bemerkenswerter Fortschritt auf dem Gebiete der Gasverbrennung *27. (Ausg. D.).

Winkelmann, H., Oberingenieur in Ratibor, Über die Beseitigung von Rauchbelästigungen bei Dampfkesselanlagen 33.

Winterhoff, C. H. in Remscheid, Zwei neue Schraubenschlüssel *9. (Ausg. T.).

Wolfmüller, W., Ingenieur in Karlsruhe, Berechnung einer liegenden 8 PSe Zweitakt-Glühkopf-Kraftmaschine 69, †50. (Ausg. K.).

Wolf, R., Maschinenfabrik in Magdeburg-Buckau, Die neue Heißdampf-Industrie-Lokomobile *34. (Ausg. K.).

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

46. Jahrgang. Nr. 1. Begründet von W. H. Uhland. **2. Januar 1913.**

Allgemeiner Teil mit Berechnungen etc. (14 Tages-Ausgabe).

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Zum 46. Jahrgang.

Mit dem vorliegenden Heft tritt der „Praktische Maschinen-Konstrukteur" in das 46. Jahr seines Bestehens. Unter dem Einfluß der unausgesetzten Fortschritte auf sämtlichen Gebieten des Maschinenbaues, glaubt die Redaktion den Anforderungen, die der Leser an die Zeitschrift stellen darf, nicht mehr anders gerecht werden zu können, als durch **Unterteilung** derselben. In Zukunft wird demnach der „Praktische Maschinen-Konstrukteur" in der Weise erscheinen, daß jedem Heft ein **allgemeiner Teil** vorausgeht, in dem rein wissenschaftliche Probleme, ferner Aufgaben aus der Mechanik, Festigkeitslehre usw. behandelt, weiter aber auch Berichte über Versuche allgemein interessanter Natur gegeben werden sollen. Daran schließen sich im **speziellen Teil**, in regelmäßigem Wechsel einander folgend und geordnet in **Gruppen**, praktische und wissenschaftliche Abhandlungen aus dem Gebiete der Dampferzeugung, sowie des Kraftmaschinenbaues, desgleichen solche aus der Fördertechnik, dem Transmissions-, Pumpen- und Gebläsebau usw. So hofft die Redaktion, den Fortschritten auf ebendiesen Gebieten besser als seither folgen zu können. Für den Leser aber hat diese Einteilung den Vorteil, daß er die unter den Köpfen vereinigten, für ihn speziell interessanten Abhandlungen getrennt von den übrigen aufbewahren kann. Ihm entsteht so mit der Zeit eine Art Kompendium der wichtigsten Fortschritte auf seinen Spezialgebieten. Die übrig gebliebenen Teile der Hefte orientieren ihn dann über die gleichartigen Bewegungen auf den sonstwichtigen Gebieten der Technik.

Daß trotz dieser Änderungen der alte Wahlspruch des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur" „die Technik voran" im vollen Umfange Gültigkeit behalten wird, versteht sich von selbst. Nach wie vor soll der „Praktische Maschinen-Konstrukteur" für den schon in der Praxis tätigen ein Nachschlagebuch und für denjenigen der sich der Praxis erst widmen möchte, ein Lehr- und Hilfsbuch sein. Die Redaktion.

Statische Berechnung eines englischen Dachbinders von 15 m Stützweite.

Von Oberingenieur **C. Seime.**

Mit Abbildungen, Fig. 1 bis 3.

Nachstehend soll die Berechnung des durch Fig. 3, Skz. 2 schematisch veranschaulichten englischen Dachbinders durchgeführt werden.

1. Binder.

Allgemeines.

Die Abmessungen des Dachbinders ergeben sich aus Fig. 3, Skz. 1. Der Binderabstand beträgt $l = 5{,}0$ m, die Dachneigung:

$$\frac{5000}{7500} = \frac{1}{1{,}5}.$$

Der Kosinus des Neigungswinkels ist daher:

$$\cos\alpha = \frac{1{,}5}{\sqrt{1^2 + 1{,}5^2}} = \frac{1{,}5}{1{,}8028} = 0{,}832$$

und $$\sin\alpha = \frac{1}{1{,}8028} = 0{,}554 \qquad \sin^2\alpha = 0{,}308.$$

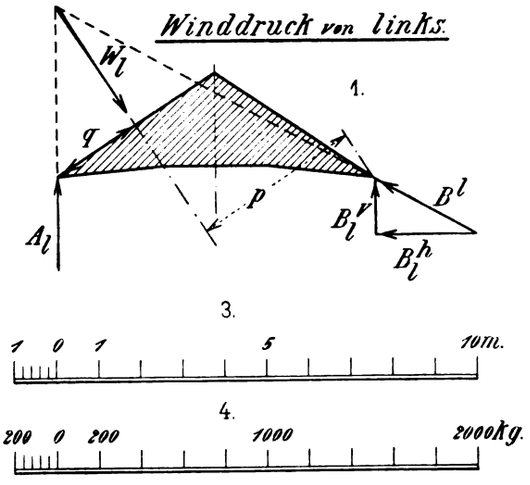


Fig. 1. Z. A.: Statische Berechnung eines englischen Dachbinders von 15 m Stützweite.

Die zulässige Materialbeanspruchung ist nach den ministeriellen Bestimmungen für die Berechnung von Hochbauten in Preußen vom 31. Jan. 1910 mit 1200 kg pro qcm zulässig, bei einem horizontal gerichteten Winddruck von 125 kg pro qm. Für die Stäbe von Bindern und anderem Fachwerk, welche auf Druck beansprucht werden, ist eine vierfache Knicksicherheit nach Euler nachzuweisen.

Als Dachdeckung sind Falzziegel vorgesehen.

Belastung.

Pro Quadratmeter der Grundfläche ist:

das Gewicht der Falzziegeldeckung einschließlich Sparren, Latten und Mörtel $\frac{65}{\cos\alpha} = \frac{65}{0{,}832} = \sim 78$ kg

das Gewicht der eisernen Pfetten 15 kg

das Gewicht der Binder 25 „

die Schneelast $75 \cdot \cos\alpha = 75 \cdot 0{,}832 = \sim 62$ „

Gesamte Vertikalbelastung 180 kg.

Der Winddruck rechtwinklig zur Dachfläche (siehe Fig. 3, Skz. 3) $125 \cdot \frac{\sin^2\alpha}{\cos\alpha} = 125 \cdot \frac{0{,}308}{0{,}832} = \sim 50$ kg.

In Fig. 3, Skz. 3 sei F_1 ein rechteckiges Stück der Dachfläche, F dessen Projektion auf die Grundfläche und F_2 auf eine Fläche rechtwinklig zur Windrichtung. Dann ist:

$$F_1 = \frac{F}{\cos\alpha} \text{ und } F_2 = F \cdot \frac{\sin\alpha}{\cos\alpha}.$$

Der auf die Fläche F_1 auftreffende Winddruck ist:

$$W = 125 \cdot F_2 = 125 \cdot F \cdot \frac{\sin\alpha}{\cos\alpha}.$$

Dieser Druck wird in zwei Seitenkräfte zerlegt. Die Seitenkraft, welche rechtwinklig zur Dachfläche wirkt, ist:

$$W_n = W \cdot \sin\alpha = 125 \cdot F_2 \cdot \sin\alpha = 125 \cdot F \cdot \frac{\sin^2\alpha}{\cos\alpha}.$$

Wie ermittelt, ist $125 \cdot \frac{\sin^2\alpha}{\cos\alpha} = \sim 50$ kg/qm, und daher:

$W_n = F \cdot 50$ kg pro qm Grundfläche.

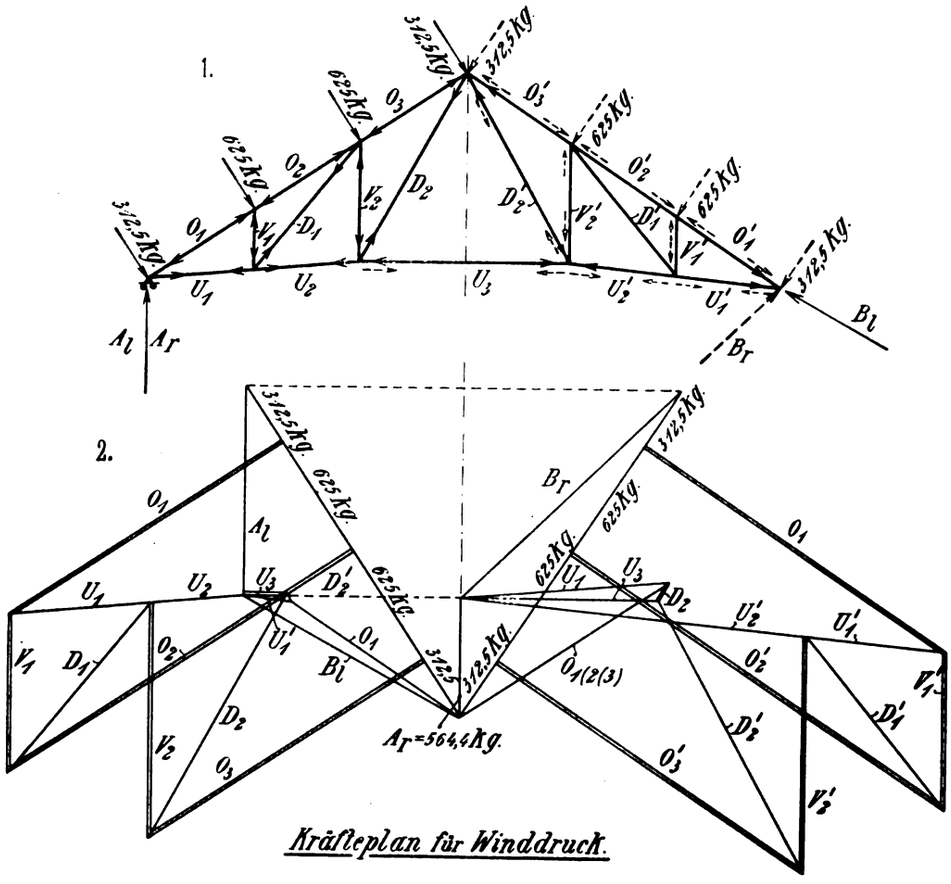


Fig. 2. Z. A.: Statische Berechnung eines englischen Dachbinders von 15 m Stützweite.

Bei der vorliegenden Binderform ist die Berücksichtigung einer einseitigen Schneebelastung nicht erforderlich, weil die größten Spannkräfte in allen Stäben bei voller Schneelast erzeugt werden.*)

Es erübrigt sich daher, für Eigengewicht und für Schneelast besondere Kräftepläne zu zeichnen. Dagegen ist es erforderlich, die durch den Winddruck erzeugten Spannungen besonders zu ermitteln, weil die Dachneigung größer als 25° ist.

Knotenpunktlasten.

Die Belastung der Auflagerknotenpunkte wird bei der Vertikalbelastung, weil ohne Einfluß auf die Spannungen, vernachlässigt. Alle anderen Knotenpunktlasten sind für die Vertikalbelastung gleich.

Aus Eigenlast und Schnee ist die Knotenlast

$$5 \cdot 2{,}5 \cdot 180 = 2250 \text{ kg},$$

aus Winddruck rechtwinklig zur Dachfläche

$$5 \cdot 2{,}5 \cdot 50 = 625 \text{ kg}.$$

Die Knotenpunktbelastung ist in Fig. 3, Skz. 2 für Eigengewicht und Schnee, in Fig. 2, Skz. 1 für Winddruck von links und von rechts (punktiert) eingezeichnet. Die Kräftepläne zur Ermittelung der Spannkräfte sind in Fig. 3, Skz. 4 für Eigenlast und Schnee, in Fig. 2, Skz. 2 für Wind dargestellt. Die Aufzeichnung des Kräfteplanes in Fig. 3, Skz. 4 bietet keine Schwierigkeiten. Man beginnt mit der Auftragung der äußeren Kräfte, welche alle parallel gerichtet sind und deshalb alle auf einer geraden Linie liegen. Alsdann geht man von Punkt zu Punkt, an einem Auflager beginnend und bestimmt die jedesmal fehlenden zwei Spannkräfte in bekannter Weise, indem man sie parallel verschiebt.

Die eingetragenen Pfeile in Fig. 3, Skz. 2 sollen angeben, in welcher Richtung die Stabspannkräfte auf die Knotenpunkte wirken. Die auf einen Knotenpunkt zu wirkenden Kräfte sind also **Druckkräfte**, die von ihm fortwirkenden **Zugkräfte**. Im Kräfteplan sind die **Druckkräfte durch Doppellinien** gekennzeichnet.

Zur Bestimmung der Spannungen aus Winddruck sind zunächst die Auflagerreaktionen zu ermitteln. In Skz. 1 u. 2, Fig. 1 ist der gesamte Winddruck, zu einer Resultante W_l bezw. W_r vereinigt, eingetragen. Links sei das bewegliche, rechts das feste Auflager. Dann muß bei dem beweglichen Auflager links der Auflagerdruck A senkrecht gerichtet sein. Derselbe ist eingezeichnet und mit W zum Schnitt gebracht. Da nun der Auflagerdruck B

*) Nur bei denjenigen Binderformen ist die Berücksichtigung einseitiger Schneelast zur Bestimmung der Maximalspannungen in den Wandgliedern notwendig, bei denen sich die Verlängerungen irgend zweier Gurtstäbe außerhalb der Stützweite schneiden. Liegen alle diese Schnittpunkte der verlängerten Gurtstäbe im Auflager oder innerhalb der Auflager, so können die größten Spannungen in den Wandgliedern nur bei Vollbelastung entstehen. Für einseitige Schneelast kommen z. B. in Frage, Binder, deren Obergurt- oder Untergurtknotenpunkte auf einer Kurve liegen. Die höchsten Gurtspannungen entstehen immer bei Vollbelastung.

Stab	Spannkräfte in kg aus: Eigenlast und Schnee	Winddruck von links	Winddruck von rechts	Eigenlast, Schnee und Wind +	Eigenlast, Schnee und Wind −	Gewähltes Profil	Nutzbarer Querschnitt qcm	Kleinst. Trägheitsmoment cm^4	Knicklänge m	Beanspruchung kg pro qcm	Knicksicherheit nach Euler	Anschlußniete Durchm. cm	Anschlußniete Anzahl	Scherbeanspruchung kg pro qcm	Lochwanddruck kg pro qcm
O_1	— 12100	— 1530	— 1180		— 13630	2 L 100 · 65 · 11	29,8	28,6	3,005	457	4,9	2,0	4	542	1420
O_2	— 12100	— 1950	— 1180		— 14050	„	„	„	„	472	4,7				
O_3	— 9700	— 1560	— 1180		— 11260	„	„	„	„	378	5,9	„	4	448	1170
O'_3	— 9700	— 980	— 1760		— 11460	„	„	„	„	385	5,8	„	4	456	1190
O'_2	— 12100	— 980	— 2150		**— 14250**	„	„	„	„	478	4,7				
O'_1	— 12100	— 980	— 1740		— 13840	„	„	„	„	464	4,8	„	4	551	1440
U_1	+ 10200	+ 1110	+ 990	+ 11310		2 L 55 · 55 · 8	13,9			814		1,6	4	704	1470
U_2	+ 8100	+ 440	+ 990	+ 9090		„	„			654		„	4	566	1180
U_3	+ 5750	— 220	+ 940	**+ 6690**		2 L 55 · 55 · 6	10,7			625		„	3	555	1160
U'_2	+ 8100	— 240	+ 1650	+ 9750		2 L 55 · 55 · 8	„			702		„	4	607	1270
U'_1	+ 10200	— 240	+ 2120	**+ 12320**		„	„			887		„	4	767	1600
D_1	+ 3200	+ 1060	0	+ 4260		2 L 45 · 45 · 5	7,3			584		1,3	3	535	1090
D'_1	+ 3200	0	+ 1060	+ 4260		„	„			584		„	3	535	1090
D_2	+ 4800	+ 1330	— 100	+ 6130		„	„			840		„	3	771	1570
D'_2	+ 4800	— 40	+ 1460	**+ 6260**		„	„			858		„	3	788	1610
V_1	— 2300	— 760	0		— 3060	„	„	15,7	1,417	419	5,4	„	2	577	1180
V'_1	— 2300	0	— 760		— 3060	„	„	„	„	419	5,4	„	2	577	1180
V_2	— 3400	— 1120	0		— 4520	2 L 70 · 70 · 7	16,56	84,6	2,833	273	4,9	1,6	2	563	1180
V'_2	— 3400	0	— 1120		— 4520	„	„	„	„	273	4,9	„	2	563	1180

mit A und W im Gleichgewicht sein muß, so muß die Kraft B durch den Schnittpunkt von A und W gehen, wodurch auch die Richtung von B bestimmt ist.

Rechnerisch läßt sich A und B aus den Momentengleichungen für die Punkte A und B bestimmen. Ihre Größe ist in Fig. 2, Skz. 2 zeichnerisch ermittelt. Zur Kontrolle finden wir:

$$A_r \cdot l - W_r \cdot q = 0;$$

$$A_r = W_r \cdot \frac{q}{l} = 1875 \cdot \frac{4507{,}5}{15000} = 564{,}4 \text{ kg}.$$

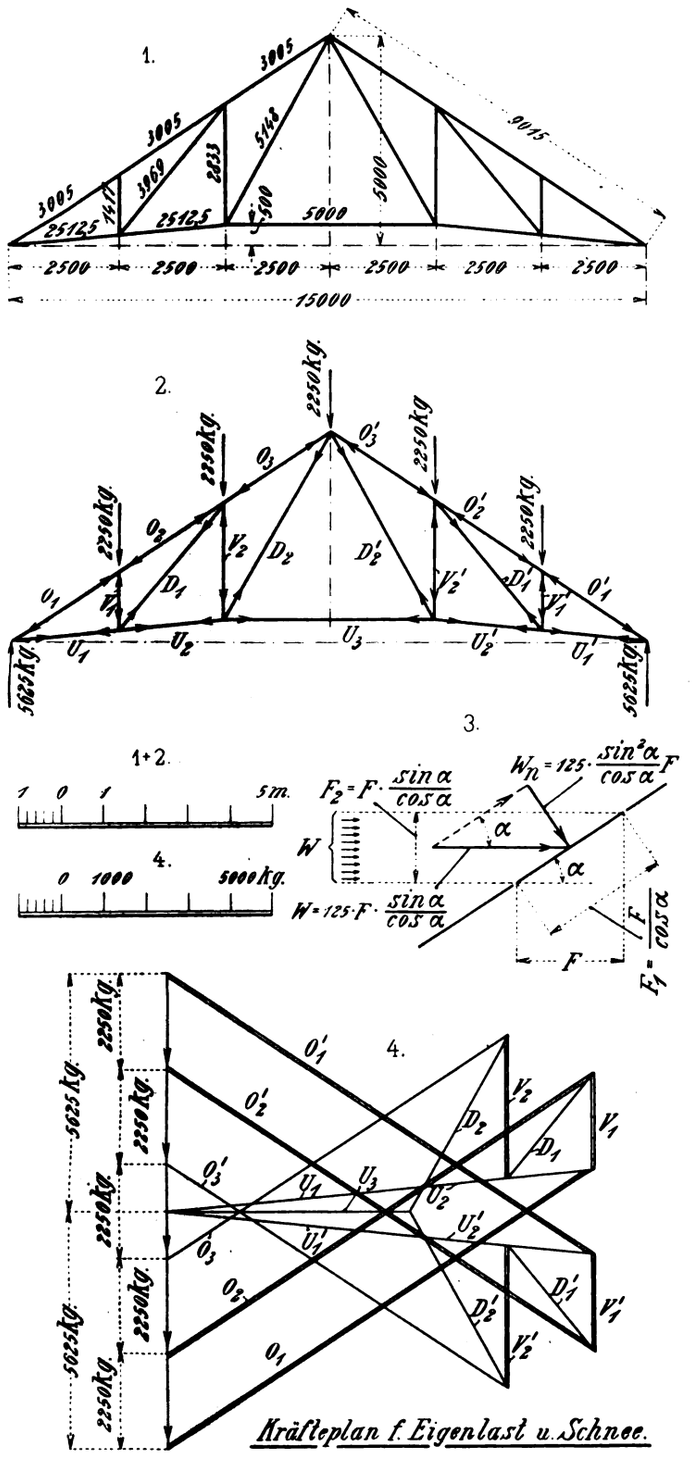


Fig. 3. Z. A.: Statische Berechnung eines englischen Dachbinders von 15 m Stützweite.

Die Zeichnung des Kräfteplanes selbst für Wind von links und von rechts geschieht in derselben Weise wie für vertikale Belastung.

Die ermittelten Spannkräfte sind aus den Kräfteplänen abgemessen, in der nachstehenden Tabelle eingetragen und zu den Maximalspannkräften zusammengefaßt.*) (Schluß folgt.)

Systematische Kalkulation und Selbstkostenberechnung in Fabrikbetrieben.

Zusammenfassung. Zur Vereinfachung der Kalkulation wird die Spezialisierung und Teilung der Arbeit empfohlen, ebenso werden einfache Formulare, Tagelohnzettel usw. vorgeführt.

Es gibt Fabrikanten, die täglich stundenlang über ihre Kalkulationen nachgrübeln und sich oft selbst anklagen, ohne zum Resultate zu kommen. Der Grund liegt nicht etwa darin, daß sie nicht das nötige Verständnis für diese Arbeit hätten, sondern vielmehr darin, daß sie veraltete. Institutionen mit sich fortschleppten, und daß diesen veralteten Einrichtungen, die inzwischen neu hinzugekommenen nicht genügend angepaßt werden. Dieser Umstand erklärt, warum uns so oft eingeführte Neuerscheinungen unpraktisch vorkommen. Anderseits wird auch manches praktische System deshalb nur unvollkommen eingeführt, weil man an falscher Stelle spart. Man darf sich vor allen Dingen nicht auf die Denkkraft der Angestellten verlassen, sondern muß die Anlage so gestalten, daß auch neue Kräfte sofort erfassen können, worum es sich handelt.

So klar und einfach diese Erörterungen erscheinen, so wird doch fast überall dagegen verstoßen, und es ist für eine gute Kalkulation doch gewiß von Wert, wenn dies vorausgeschickt wird.

Nach Adam Smith wissen wir, daß die Arbeitsteilung das oberste Prinzip einer vollkommenen Verwaltung und die Hauptquelle des Wohlstandes bedeutet. Ein rastloses Fortschreiten auf diesem Gebiete zeigen uns in Europa die amerikanischen Leistungen, welche gewiß zu adoptieren sind. Man wird in dieser Richtung kaum mehr erwarten dürfen, als in Wirklichkeit bisher bekannt geworden ist. Es ist leider Tatsache, daß man in manchen Betrieben im allgemeinen über ein oberflächliches Beurteilen der Spezialisierung nicht hinausgekommen ist und dadurch einer tadellosen Organisation, deren Ursprung uns von jenseits des „großen Teiches" längst bekannt geworden ist, Tür und Tor verschlossen hat. Daß diese Einsicht nicht schon längst gekommen ist und mancherlei wertvolle Anregungen unbeachtet blieben, daran sind die Unternehmer zum Teil selbst schuld.

Vielfach wird, so schreibt uns Carl Redtmann, noch behauptet, daß die Gefahr der Überproduktion der Spezialisierung ihre Entstehung verdankt und wenn die Rentabilität, bzw. der Umsatz, aufhört, eine Betriebseinstellung notwendig wird, welche unbedingt zu vermeiden ist, Dieses System gereicht jedoch weder dem Betrieb noch der technischen Wissenschaft zum Vorteil, wenn man die Geschichte der technischen Erfindungen in Europa und Amerika vergleicht. Jedenfalls hat man hier selten den gewünschten Erfolg gehabt und kann diese Spezialisierung allein somit ein wahres Gedeihen nicht beheben.

Die Hauptsache für jeden Unternehmer ist, hier sich geschickt durch alle Verhältnisse hindurch zu winden und vor allem, streng zu handeln. Es liegen doch auch die Verhältnisse in der Industrie hier anders als drüben, und somit muß auch der Wert dieser Einrichtung anders beurteilt werden.

Man wird in den meisten Fällen, insbesondere im Maschinenbau die Beobachtung gemacht haben, daß allerdings eine bestimmte Einteilung vorherrscht, die jedoch keine direkte Spezialisierung eines einzelnen Artikels bedeutet, sondern sich im allgemeinen auf begrenzte Zweige der Fabrikation erstreckt. In diesen einzelnen Zweigen nun eine systematische Spezialisierung vorzunehmen, ist von einschneidender Bedeutung für eine gesunde Kalkulation und vor allen Dingen auch für das Gedeihen des Unternehmens. Nicht allein ist auf die besten Einrichtungen und Methoden, sondern auch auf die richtige Anwendung derselben das größte Gewicht zu legen. Eine Zersplitterung erscheint nur bei der Fabrikation vieler Artikel

*) Die Zahlenwerte der Tabelle sind mit dem Rechenschieber bestimmt.

möglich, es ist vielmehr ratsam, wenige, aber vollkommene Leistungen in das Arbeitsprogramm aufzunehmen, mit welchen der Konkurrenz die Spitze geboten werden kann.

Bei diesen einzelnen Artikeln spielen dann wieder hinsichtlich der möglichen Leistungsfähigkeit allgemein vorhandene Normen die Hauptrolle. Es verhält sich hier genau so, wie mit dem während des Lernens zugrunde gehenden Materials. Eine gewisse Quantität wird immer von jedem Lernenden ohne Gewinn zu bringen verbraucht oder verdorben werden, genau so bei einem neuen Prozeß. Bei diesem wird entweder rohes Material, oder auch schon zum Teil fertige Arbeit in Verlust gehen. Der Verlust wird aber bei weitem größer sein, wenn jeder alle Prozesse — einen nach dem andern — erlernen soll, als wenn jeder nur einen erlernen muß. Aus diesem Grunde trägt die Teilung der Arbeit zur Verringerung des Preises bei. Dies gilt auch für die Normen in der Fabrikation, z. B. des Maschinenbaues, der hier insbesondere als Grundlage dienen soll, weil bei ihm in erster Linie das Modellager ein bedeutendes sein muß. Der Anfang muß hier bei den Einzelteilen gemacht werden, bei Schraube, Splint und Niet, dann folgt das ganze Werkstück. Die Statistik gibt dazu die erste Handhabe; nach ihr ist festzustellen, welche Größen meist zu liefern sind; wie sich deren Abmessungen zueinander verhalten, welches System am meisten bevorzugt wird. Insbesondere spielen auch hier die Verwendungsarten eine nicht unwesentliche Rolle, die man nicht aus dem Auge lassen sollte.

Hat man alle diese Einzelheiten in die Details gebracht und sieht ein fertiges Bild vorliegen, so wird man auch darangehen können, die notwendigen Normalisierungen vorzunehmen und deren Selbstkosten festzustellen. Diese setzen sich zusammen aus: Materialkosten, Löhnen und allgemeinen Unkosten. Die genaueste Art der Selbstkostenberechnung bildet die Einzelkalkulation, durch welche ein Aufdecken eines Fehlers oder einer Unregelmäßigkeit unbedingt zutage kommen muß.

In fast sämtlichen Betrieben unterscheidet man zwischen:

1. Betriebskalkulation und 2. Nachkalkulation.

Erstere erstreckt sich auf die Bearbeitung der kleineren Erzeugnisse, Reparaturen und Änderungen, sowie Bearbeitung von Teilen usw., während letztere sich mit fertigen Stücken, insonderheit kompletten Maschinen befaßt.

Letztere Berechnung beruht größtenteils auf der Basis früherer Kalkulation; jedoch ist eine genaue Kostenberechnung unbedingt nötig, einmal aus Geschäftsprinzip und dann mit Rücksicht auf Konjunktur und Konkurrenz.

Ersieht man von vornherein, daß die Konkurrenz in dem betreffenden Stück besser abgeschnitten hat — sofern man eben diese Preise zweckmäßig in Erfahrung zu bringen wußte —, so wird man nach Kenntnis der bezüglichen Preise diese bei der nächsten Kostenberechnung zu berücksichtigen haben, jedenfalls bleibt es immer das beste, die „goldene Mittelstraße" zu wählen.

Man versuche keineswegs eine derartige Abwicklung dadurch schnell herbeizuführen, daß man die Kosten eines kompletten Stückes feststellt, sondern gehe vor allen Dingen den Einzelheiten nach. Hier wird sich dann der große Vorteil der Normalisierung hervorragend bemerkbar machen, indem durch eine gewisse Massenfabrikation, wie solche hier nur allein möglich ist, besonders günstige Preise erzielt werden, welche die Konkurrenz sicher aus dem Felde schlagen. Auch hinsichtlich der Ersatz- und Reservestücke besteht hier ein großer Vorteil, der nicht bekannt werden kann und demnach zur Verbilligung beiträgt.

Die Kalkulation erfordert Erfahrung und langjährige Praxis; auf einen derartigen Posten gehört ein sowohl kaufmännisch als auch technisch gebildeter Beamter, der mit aller Energie bestrebt ist, nur bewährte Einrichtungen zu benützen, die einen wirklichen Vorteil hinsichtlich einer genauen und rationellen Kalkulation bedeuten. Derselbe muß mit dem ganzen Geschäftsgange bis in alle Einzelheiten vertraut sein und möglichst allseitige Unterstützung erfahren. Umsicht und weitumfassendes Organisationstalent müssen ihn begleiten und vor allem aber auch ein vorhergehendes, eingehendes Studium der Fabrikverhältnisse, sowie unbedingtes Vertrauen in seine Person seitens der Werkleitung. Nur eine derartige Persönlichkeit kann für eine größere Anlage Nutzen zeitigen und dazu beitragen, die ganze Fabrikation zu heben, oftmals auch weniger rentabel gewordene Werke auf die alte Höhe zu bringen.

Eine genaue Feststellung aller Einzelheiten ist die erste Voraussetzung zu einer richtigen Kalkulation und einem erfolgreichen Arbeiten. Mängel werden sich bald da zeigen, wo weniger auf genaueste Feststellung der Unkosten, Löhne usw. gesehen wird. Die Hauptfaktoren einer richtigen Kalkulation setzen sich zusammen aus:

1. Material: 2. Löhnen; 3. Generalien.

In zweiter Linie erst reihen sich diesen an die Unkosten für Fehlgüsse, Verschnitte, Modellkosten usw. Unter Generalien fallen Unkosten für Reklame, Unterhaltung, Gehälter usw. Eine Selbstkostenberechnung für einen Kessel würde, wie in Formular 1 angedeutet aussehen.

Formular 1.

Titel: qm at.

Gewichte	% kg Preis	Gegenstand	M.	Pf.
		Material:		
		Bleche		
		Rohre		
		Nieten		
		Armatur		
		Diverse		
		Rohgewicht		
		Löhne		
		Generalien		
		Aufstellung		
		Fracht und Anfuhr		

Lieferung in: .....

Bei derartigen großen Stücken muß der Gang der Fabrikation genau geregelte Formen aufweisen. Zunächst sind seitens des technischen Bureaus die vollständigen Zeichnungen zu liefern und genaue Aufstellungen darüber zu machen, welche Teile seitens der Fabrik hergestellt und welche auswärts zu bestellen sind. Hierzu bietet die General-Stückliste eine wichtige Handhabe; hierzu Formular Nr. 2. Von der Stückliste werden so viele Abzüge oder Durchschläge angefertigt, als Werkstätten vorhanden sind; sie gehen mit den Zeichnungen in die Werkstatt und geben eine gute Unterlage für die Fabrikation ab.

Formular 2.

Stück	Gegenstand	Modell	Material	Zeichnung No.	Pos.	Gewicht roh	Gewicht fertig	Bem.

Maschine: ..... Liefertermin: .....

Besteller: ..... Auftrag Nr.: .....

Abt. Nr.: .....

Weiterhin ist zu kontrollieren, ob die erforderlichen Modelle vorhanden sind und in welchem Zustande sie sich befinden.

Naturgemäß muß in der Werkstatt für eine genügende Kontrolle während der Anfertigung gesorgt werden, damit der Liefertermin nicht überschritten wird und Konventionalstrafen nicht zu zahlen sind. Sache des Betriebes ist es weiter, die günstigsten Löhne und Fabrikationsmethoden anzuwenden, um in der Berechnung der Herstellungskosten möglichst günstige Resultate zu erzielen. Die Kostenaufstellung der Werkstatt bedarf noch vielfacher Regelung, einmal, um die einzelnen Löhne im allgemeinen genau zu erfahren und auch deren Verteilung auf die einzelnen Arbeiter besser übersehen zu können und somit späterhin für eine richtige Selbstkostenaufstellung wichtiges, übersichtliches Material zur Hand zu haben. (Fortsetzung folgt.)

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

46. Jahrgang. Nr. 3. Begründet von **W. H. Uhland.** **16. Januar 1913.**

Allgemeiner Teil mit Berechnungen etc. (14 Tages-Ausgabe).

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Große Blechkanten-Hobelmaschine englischer Bauart.

Mit Abbildung, Fig. 4.

Zusammenfassung. Die beschriebene Maschine arbeitet mit Schrauben- und hydraulischen Jacks, sowie magnetischer Kupplung. Der Antrieb ist elektrisch.

Die durch Fig. 4 im Aufriß, Grundriß und in der Seitenansicht veranschaulichte große motorbetriebene Blechtafel-Abkantmaschine ist eine Konstruktion der Firma Crow, Horvey and Co., ltd., Park grove Iron Works in Glasgow; sie ist imstande Blechtafeln von 30′ = 9,15 m Länge und bis zu 2″ = 51 mm Dicke zu bearbeiten, wobei die Vorschubgeschwindigkeit des den Abstechstahl tragenden Supportes 55′ = 16,8 m in der Minute beträgt.

Kennzeichnend für die Maschine ist zunächst die Anwendung einer magnetischen Kuppelung. Bett, Tisch und Ständer sind sorgfältig bearbeitet und miteinander durch genau eingepaßte Bolzen verbunden. Der Support n sitzt vorn vor der Maschine und schützt zufolge seiner Bauweise die Leitspindel i_1 vor den fallenden Hobelspänen.

Die Böcke, auf denen die Blechtafel vor dem Abkanten aufgelegt wird (m), sind hinter dem Tische aufgestellt und mit einer Anzahl Bohrungen für die zum Festhalten der Bleche erforderlichen Hakenschrauben versehen.

Die Traverse k ist aus Stahlplatten, unter Verwendung von Profilen zusammengenietet und mit zehn Stück Schraubenwinden v, sog. „Jacks" versehen. Außerdem hängen an ihr noch elf hydraulische Jacks.

Die Ständer sind als Hohlgüsse ausgeführt und für das Zusammenpassen der Maschine soweit erforderlich, sorgfältig bearbeitet.

Die Leitspindel i_1 hat 6″ = 152 mm Durchmesser und wurde aus einer Siemens-Martin-Stahlstange herausgearbeitet; die Steigung ihres Gewindes stellt sich auf 2″ e. Die Lager für die Spindel sind in Bronze nachstellbar ausgeführt.

Die Maschine schneidet in beiden Richtungen, auch ist sie mit zwei Rollenlagern zur Aufnahme des Enddruckes ausgerüstet. Die Nuß, mittels deren der Support an der Leitspindel entlang

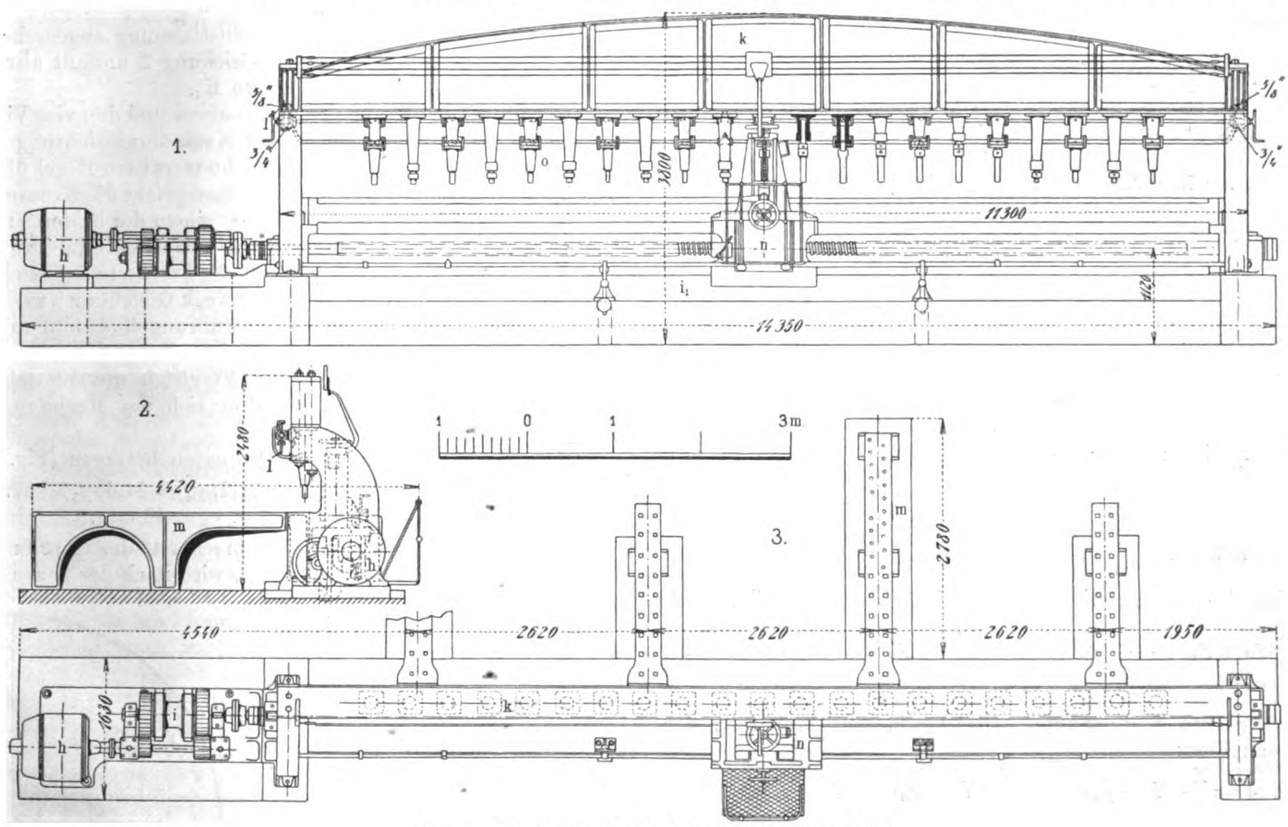


Fig. 4. Z. A.: Große Blechkanten-Hobelmaschine.

klettert, ist aus harter Bronze gefertigt und hat eine Länge von 30″. Sehr vollkommene Schmiereinrichtungen sichern eine gute Schmierung. Die Auflagefläche des Supportes besitzt 48″ Länge; als Material für sie wurde Gußeisen benutzt; der Support ist weiter mit einem Werkzeughalter versehen, der sich vertikal um 9″ verstellen läßt und horizontal um 6″ verschoben werden kann. Ebenso ist eine Einrichtung zum Hobeln von Winkeln vorgesehen.

Die bewegende Kraft der Maschine wird durch einen 35 PSe Elektromotor h geliefert, der durch ein Rädervorgelege mit der Maschine gekuppelt ist. Der Radsatz enthält ein Rohhautrad, das, wie üblich, mit einem gußeisernen zusammenarbeitet; letzteres hat maschinengeschnittene Zähne. Eine umsteuerbare magnetische Kuppelung erlaubt das Ein- und Ausrücken der Maschine.

Der Maschinenführer steht nach „Engineering" auf einer in unserem Bilde vorn am Support angedeuteten Plattform, auf der sich Umschalter, Kraftmesser usw. befinden, so daß der Führer seinen Standort während des Betriebes nicht zu verlassen braucht.

Neue Regel zur Bestimmung des Inhaltes ebener Flächen.

Von **H. Egli** in **Zürich.**

Mit Abbildungen, Fig. 5 bis 7.

Zusammenfassung. Die hier entwickelte neue Regel ist dadurch gekennzeichnet, daß sie im Gegensatz zu der Simpsonschen keine getrennte Addition der geraden und ungeraden Ordinaten, ebenso auch nicht eine gerade Anzahl der Flächenstreifen vorschreibt!

Die Praxis bedient sich zur Ermittlung des Inhaltes einer ebenen Fläche, z. B. eines Diagrammes ausschließlich des Planimeters oder der Simpsonschen Regel.

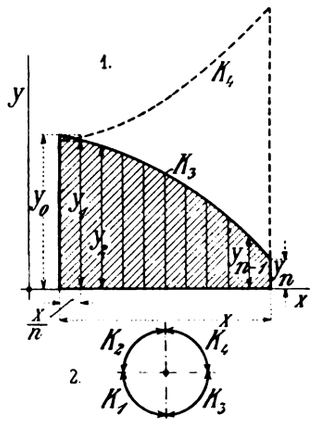


Fig. 5. Z. A.: Neue Regel zur Bestimmung des Inhaltes ebener Flächen.

Im folgenden sei eine neue Regel mitgeteilt, die im Gegensatz zur Simpson'schen keine getrennte Addition der geraden und ungeraden Ordinaten und auch nicht die gerade Anzahl der Flächenstreifen vorschreibt. Diese Eigenschaften ergeben den Vorteil eines bedeutend einfacheren Rechnungsganges. Daß außerdem auch das Ergebnis dem genauen nicht merklich ferner liegt wie dasjenige der Simpsonschen Regel, zeigt das am Schlusse stehende Zahlenbeispiel.

Die Ableitung des allgemeinen Ausdruckes für den Flächeninhalt erfolge unter der Annahme: das zu jedem Flächenstreifen gehörige Kurvenstück sei ein Parabelbogen. Da nun bekanntlich der Inhalt einer Parabelfläche gleich zwei Drittel desjenigen des den Parabelbogen umschreibenden Rechteckes ist, kann für den Inhalt des ersten Flächenstreifens (Fig. 6) gesetzt werden:

$$\frac{X}{n} y_0 - \frac{2 \cdot X}{3 \cdot n} (y_0 - y_1).$$

Für den zweiten: $\frac{X}{n} y_1 - \frac{2 \cdot X}{3 \cdot n} (y_1 - y_2).$

Für den letzten: $\frac{X}{n} y_{n-1} - \frac{2 \cdot X}{3 \cdot n} (y_{n-1} - y_n).$

Diese Inhalte summiert, ergeben den Gesamtinhalt J.

$$J = \frac{X}{n}(y_0 + y_1 + \ldots + y_{n-1}) - \frac{2 \cdot X}{3 \cdot n}[(y_0 + y_1 + \ldots + y_{n-1}) - (y_1 + y_2 + \ldots + y_n)].$$

Es bedeute Y die Summe aller Ordinaten, dann läßt sich für J schreiben:

$$J = \frac{X}{n} \cdot (Y - y_n) - \frac{2 \cdot X}{3 \cdot n}[(Y - y_n) - (Y - y_0)].$$

Nach verschiedenen Umformungen nimmt diese Gleichung die Form an:

$$J = \frac{X}{n} \cdot (Y - \frac{y_n}{3} - \frac{2}{3} y_0) \quad \ldots \ldots \quad 1.$$

Für die Fläche mit der Begrenzungskurve K_2 ist der Inhalt des ersten Flächenstreifens: $\frac{X}{n} \cdot y_0 + \frac{2 \cdot X}{3 \cdot n} \cdot (y_1 - y_0)$,

worin naturgemäß y_0 und y_1 dieselben Ordinaten, nun aber auf K_2 bezogen, darstellen. Die Umschreibung dieses Ausdruckes in:

$$\frac{X}{n} y_0 - \frac{2 \cdot X}{3 \cdot n} (- y_1 + y_0)$$

läßt die Übereinstimmung mit demjenigen für die Kurve K_1 erkennen. In gleicher Weise kann diese Übereinstimmung auch für die übrigen Flächenstreifen nachgewiesen werden. Daraus folgert sich, daß Gleichung 1 auch für die Fläche mit der Begrenzungskurve K_2 Gültigkeit besitzt.

Findet die Begrenzung der Fläche durch die Kurve K_3 statt (Fig. 5, Skz. 1), so ist der Inhalt des ersten Flächenstreifens:

$$\frac{X}{n} \cdot y_1 + \frac{2 \cdot X}{3 \cdot n} \cdot (y_0 - y_1).$$

Des zweiten: $\frac{X}{n} \cdot y_2 + \frac{2 \cdot X}{3 \cdot n} \cdot (y_1 - y_2).$

Des letzten: $\frac{X}{n} \cdot y_n + \frac{2 \cdot X}{3 \cdot n} \cdot (y_{n-1} - y_n).$ Also:

$$J = \frac{X}{n} \cdot (y_1 + y_2 + \ldots + y_n) + \frac{2 \cdot X}{3 \cdot n} \cdot [(y_0 + y_1 + \ldots + y_{n-1}) - (y_1 + y_2 + \ldots + y_n)],$$

$$J = \frac{X}{n} \cdot (Y - \frac{y_0}{3} - \frac{2}{3} y_n) \quad \ldots \ldots \quad 2.$$

Ist die Fläche durch die Kurve K_4 begrenzt, so kann ebenfalls nachgewiesen werden, daß der Ausdruck für den Inhalt der einzelnen Flächenstreifen mit demjenigen übereinstimmt, der sich auf die entsprechenden Streifen mit der Begrenzungskurve K_3 bezieht. Für den ersten Streifen z. B. tritt, nachdem der Ausdruck für dessen Inhalt: $\frac{X}{n} \cdot y_1 - \frac{2 \cdot X}{3 \cdot n} \cdot (y_1 - y_0)$

in $\frac{X}{n} \cdot y_1 + \frac{2 \cdot X}{3 \cdot n} \cdot (- y_1 + y_0)$

umgeschrieben worden ist, die Übereinstimmung augenscheinlich hervor. Der Geltungsbereich der Gleichung 2 umfaßt also auch die Fläche mit der Begrenzungskurve K_4.

Der Vergleich zwischen den vier Kurven und den vier Viertelsbögen eines Kreises hinsichtlich der Krümmungsrichtung ergibt die für den praktischen Gebrauch leicht merkbare Regel über die Anwendung der Gleichungen 1 und 2: Entspricht die Krümmungsrichtung der Begrenzungskurve der von einem der beiden Viertelsbögen eines Kreises auf der linken Seite der Vertikal-Mittellinie (siehe Fig. 5, Skz. 2), so ist der Inhalt der Fläche nach Gleichung 1 zu berechnen; andernfalls hat diesem Zweck Gleichung 2 zu dienen.

Als Ergänzung zu den obigen Ausführungen sei nun an Hand eines Zahlenbeispieles die neue Regel mit der Simpson'schen verglichen. Dadurch, daß diesem Vergleich die Viertelskreisfläche zugrunde gelegt wird, gestaltet sich der Rechnungsgang möglichst einfach und übersichtlich.

Die rechnerisch bestimmten Ordinaten betragen (Fig. 7):

$y_0 = 0$, $y_1 = 19{,}4$, $y_2 = 26{,}4$, $y_3 = 31{,}2$, $y_4 = 34{,}6$, $y_5 = 37$, $y_6 = 38{,}7$, $y_7 = 39{,}6$ u. $y_8 = 40$ mm.

Unter Berücksichtigung, daß entsprechend der Krümmungsrichtung Gleichung 1 anzuwenden ist, wird nach der neuen Regel

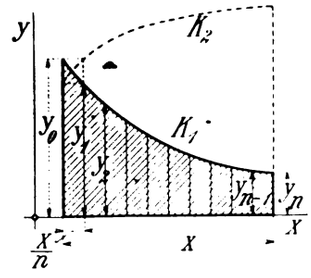


Fig. 6.

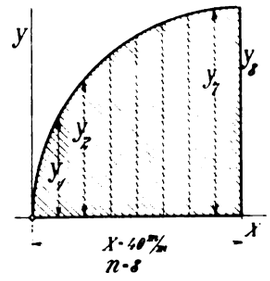


Fig. 7.

Fig. 6 u. 7. Z. A.: Neue Regel zur Bestimmung des Inhaltes ebener Flächen.

$$J = \frac{40}{8}(0 + 19{,}4 + 26{,}4 + 31{,}2 + 34{,}6 + 37 + 38{,}7 + 39{,}6 + 40 - \frac{40}{3} - \frac{2}{3} \cdot 0)$$

$$= \frac{40}{8}\left(266{,}9 - \frac{40}{3}\right) = 5 \,.\, 253{,}57 = 1267{,}85 \text{ qmm}.$$

Allgemein ausgedrückt lautet die Simpsonsche Regel:

$$J = \frac{X}{3_n} \cdot [y_0 + y_n + 4(y_1 + y_3 + \ldots + y_{n-1}) + 2(y_2 + y_4 + \ldots + y_{n-2})].$$

Für das vorliegende Beispiel die Zahlenwerte eingesetzt:

$$J = \frac{40}{3 \cdot 8}[0 + 40 + 4(19{,}4 + 31{,}2 + 37 + 39{,}6) + 2(26{,}4 + 34{,}6 + 38{,}7)]$$

$$= \frac{40}{24}(40 + 4 \cdot 127{,}2 + 2 \cdot 99{,}7) = \frac{40}{24}(40 + 508{,}8 + 199{,}4)$$

$$= \frac{10}{6} \cdot 748{,}2 = 1247 \text{ qmm}.$$

Das genaue Ergebnis ist:

$$J = \frac{40^2 \cdot 3{,}1416}{4} = 1256{,}6 \text{ qmm}.$$

Der Vergleich dieser drei Ergebnisse zeigt, daß dasjenige der Simpsonschen Regel nur um 1,6 qmm näher dem genauen liegt, wie das der neuen Regel. Als Ersatz für diese gegenüber dem genauen Ergebnis verschwindend kleine größere Ungenauigkeit bietet die neue Regel die Vorteile eines einfacheren Rechnungsganges und der Zulassung auch einer ungeraden Anzahl Flächenstreifen, was allerdings bei dem vorstehenden Beispiel nicht zur Geltung gelangen konnte.

Statische Berechnung eines englischen Dachbinders von 15 m Stützweite.

Von Oberingenieur C. Selme.

Mit Abbildung, Fig. 8.

(Schluß aus Heft 1.)

Aus der Tabelle in Heft 1 ergeben sich auch die für die einzelnen Stäbe gewählten Profile, deren Beanspruchungen und die Knicksicherheit nach Euler.

Die Knotenbleche sind 12 mm stark angenommen. Die Druckstäbe müssen zwischen den Knotenpunkten noch durch besondere Bindebleche miteinander verbunden werden. Deren Anzahl pflegt man so zu bestimmen, daß mit ihrem Abstand als Knicklänge und mit der Summe der beiden kleinsten Trägheitsmomente der Einzelwinkel eine ausreichende Knicksicherheit vorhanden ist. Um die Unsicherheit der Dimensionierung zusammengesetzter Knickstäbe zu vermeiden, schreibt die preußische Eisenbahnverwaltung vor, dieselben, soweit sie wesentliche Kräfte aufzunehmen haben, auf ihre ganze Länge durch Reihenniete — nötigenfalls mit Einfügung durchlaufender Futterbleche oder einer vollen Wand — miteinander zu verbinden.

Für den vorliegenden Binder wären dann als Obergurt zu wählen zwei Winkeleisen 80 · 80 · 10 mit zwischenliegendem Futter 80 · 12 und einem gesamten kleinsten Trägheitsmoment J = 246 cm⁴.

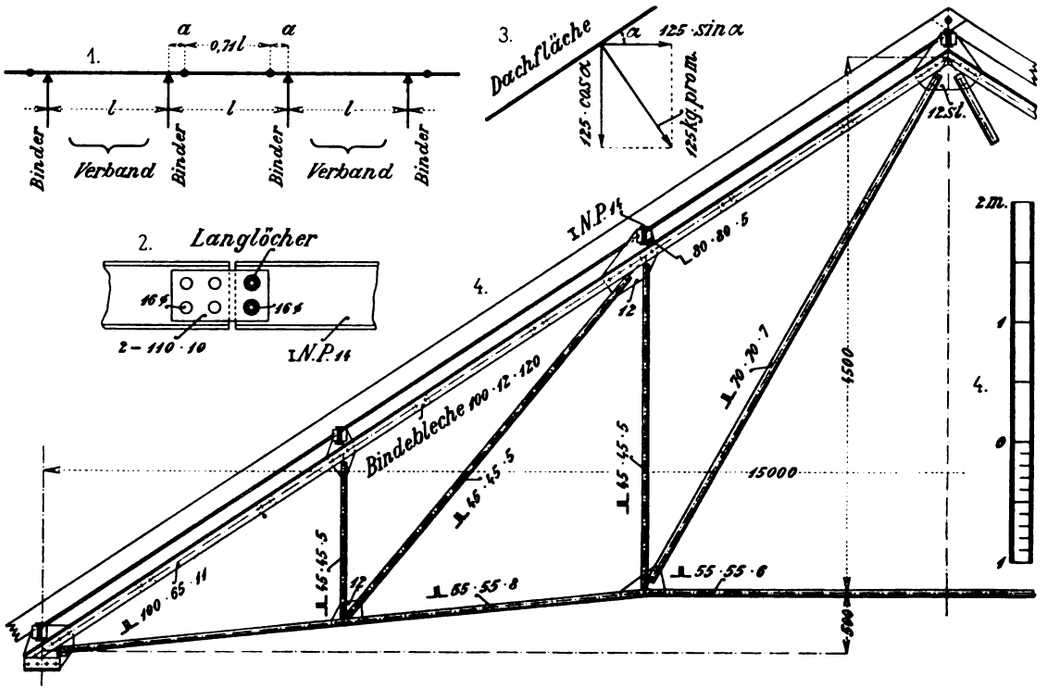


Fig. 8. Z. A.: Statische Berechnung eines englischen Dachbinders von 15 m Stützweite.

Die Knicksicherheit ist bestimmt nach der Eulerschen Knickformel: $n = 2{,}122 \cdot \frac{J}{P \cdot l^2}$;

für J, das kleinste Trägheitsmoment in cm⁴,

für P, die Knicklast in t und l, die Systemlänge in m.

Die Zahl der Anschlußniete und ihre Beanspruchung ist ebenfalls in der Tabelle enthalten.

Die Konstruktion des Binders ist aus Fig. 8, Skz. 4 ersichtlich. Beim Untergurt werden zweckmäßig beide Schenkel der Winkeleisen angeschlossen, damit eine Verteilung der Spannkraft über den ganzen Querschnitt erreicht wird.

2. Pfetten.

Dieselben sollen als Gelenkpfetten ausgeführt werden. Ihre Belastung wird gleichmäßig verteilt angenommen und beträgt pro lfd. m:

aus Eigenlast (180 — 25) · 2,5 = 387,5 kg
aus Winddruck rechtwinklig zur Dachfläche 50 · 2,5 = 125 „

Die Pfetten sind in senkrechter Stellung angeordnet, so daß die Kraftebene für Eigenlast durch die eine Hauptachse geht. Dagegen ist der Winddruck in Richtung beider Hauptachsen des Querschnitts zu zerlegen. Die beiden Komponenten sind nach Fig. 8, Skz. 3:

senkrecht $w_s = 125 \cdot \cos\alpha = 125 \cdot 0{,}832 =$ 104 kg/m
wagrecht $w_w = 125 \cdot \sin\alpha = 125 \cdot 0{,}554 = \sim$ 70 „

Die gesamte senkrechte Belastung der Pfetten ist daher:

$p = 387{,}5 + 104 = 491{,}5 \sim 492$ kg/m.

Die wagrechte $w_w = 70$ kg/m.

Die Pfetten sind als Gelenkpfetten ausgeführt. Die Anordnung der Gelenke in den Mittelfeldern ergibt sich aus Fig. 8, Skz. 1. Das überkragende Ende hat die Länge:

$a = 0{,}145\ l = 0{,}145 \cdot 5{,}0 = 0{,}725$ m.

Dann werden die größten Biegungsmomente in den Mitten der überkragenden und der eingehängten Träger, sowie die negativen Momente über den Stützen bei gleichmäßig verteilter Belastung gleich und zwar: $M = \frac{p \cdot l^2}{16}$, wenn p die Belastung pro lfd. m Pfette darstellt.

Im vorliegenden Beispiel werden demnach die Größtmomente in senkrechter und wagrechter Richtung:

$$M_s = \frac{492 \cdot 5{,}00^2}{16} = 768{,}75 \text{ m/kg} = 76875 \text{ cm/kg},$$

$$M_w = \frac{70 \cdot 5{,}00^2}{16} = 10{,}94 \text{ m/kg} = 1094 \text{ cm/kg}.$$

Das gewählte Profil I E. N. P. 14 hat die Widerstandsmomente:

$W_s = 81{,}9$ cm³; $W_w = 10{,}7$ cm³.

Die Materialbeanspruchung wird also:

$$k_b = \frac{76875}{81{,}9} + \frac{1094}{10{,}7} = 1041 \text{ kg pro qcm}.$$

Die Befestigung der Pfetten auf den Bindern geht aus der Binderzeichnung Fig. 8, Skz. 4 hervor. Die Ausbildung der Gelenke zeigt Fig. 8, Skz. 2. Bei der Traufpfette kann bei geringem oder gar keinem Überstehen des Daches ein kleineres Profil gewählt werden.

Ein Windverband ist immer zwischen je zwei Bindern vorgesehen, welche keine Pfettengelenke zwischen sich haben, also durch Kragpfetten verbunden sind, wie in Fig. 8, Skz. 1 angedeutet ist.

Einrichtung und Betriebverhältnisse moderner Groß-Holzschleifereien.

Von Ingenieur **Ernst Blau**, Professor an der k. k. Staatsgewerbeschule in **Bielitz.**

Mit Zeichnungen auf Tafel 4 u. 9 und Abbildung, Fig. 9.

Zusammenfassung. An Ausführungsbeispielen wird gezeigt, wie der Großkraftschleifer für Holzschliff beschaffen sein muß, um in Dampf- und Wasserschleifereien sowie in Schleifereien mit elektrischem Antrieb eingeführt zu werden. Gleichzeitig erfährt man näheres über die Gesamteinrichtung einer neuen Dampf- und einer Wasser-Holzschleiferei.

Mit dem stetig zunehmenden Bedarf an Holzschliff hat die Vervollkommnung von Maschinen für seine Erzeugung Schritt gehalten. An Stelle der Defibreure mit mechanischem Vorschub des Holzes gegen den Schleifstein sind gegenwärtig in vielen Betrieben hydraulische Großkraftschleifer, bei denen der Vorschub des Holzes durch Wasserdruck bewirkt wird, getreten, die früher verwendeten vielen Schüttelsiebe sind durch rotierende Sortiermaschinen ersetzt worden; endlich haben auch die Raffineure, die Holzstoff-Eindickzylinder, die Holzstoff-Entwässerungsmaschinen sowie die sonstigen Apparate bedeutende Verbesserungen erfahren.

An Hand mir von der Aktiengesellschaft Amme, Giesecke & Konegen in Braunschweig überlassenen Zeichnungen sollen im nachstehenden die Einrichtung und die Betriebverhältnisse moderner Großholzschleifereien besprochen werden.

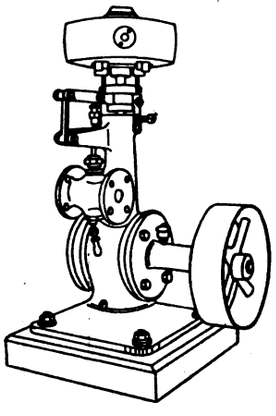


Fig. 9. Z. A.: Einrichtung und Betriebsverhältnisse moderner Groß-Holzschleifereien.

Figuren 1, 2 u. 6 auf Taf. 4*) zeigen die Disposition der Dampfholzschleiferei der Papierfabrik Rothfest in Pr.-Schl., Taf. 9, Fig. 1 und 3 diejenige der Wasserschleiferei der Sachsenfelder Holzstoffabrik, G. m. b. H., Obersachsenfeld i. Erzg.

Die Darstellungen lassen zunächst erkennen, daß große Kräfte auf einen Schleifapparat vereinigt werden, indem derselbe mit der Antriebsmaschine direkt gekuppelt ist. Auf diese Art sind verlustbringende Zwischenglieder, wie Riemen, Seile u. dgl. in Wegfall gebracht. Durch die Verwendung weniger, aber großer Apparate werden die Anschaffungs- und Betriebskosten der Anlagen kleinere. Nicht unterlassen sei ferner noch der Hinweis auf die Einfachheit und Übersichtlichkeit der Groß-Schleifereien, insbesondere der Hinweis darauf, daß in der Schleiferei selbst höchstens zwei Mann zur Bedienung erforderlich sind.

Der in der Dampfschleiferei Rothfest aufgestellte „vierpressige" Großkraftschleifer besitzt einen Stein von 1450 mm Durchmesser und 1120 mm Breite entsprechend 1 m Schleifbreite. Die Steine der „dreipressigen" Großkraftschleifer in der Sachsenfelder Holzschleiferei haben je einen Durchmesser von 1320 mm bei einer Breite von 580 mm entsprechend $^1/_2$ m Schleifbreite.

Fig. 3 und 5 stellen den Schleifapparat der Dampfschleiferei Rothfest dar. Der Stein wird durch die zu seinen beiden Seiten angeordneten, auf der stählernen Welle mit Rechts- und Linksgewinde sitzenden Scheiben aus Stahlguß festgeklemmt. Zur Aufnahme der Welle dienen reichlich bemessene Ringschmierlager mit auswechselbaren Schalen und mit Wasserkühlung. Die Preßkasten für das zu schleifende Holz befinden sich zwischen je zwei an den oberen Teilen der Seitenschilde angeschraubten V-Stücken und lassen sich auf Schraubenbolzen dicht gegen den Stein vorschieben. Die Hölzer werden in diese Kasten durch Klapptüren eingebracht. Letztere sind so bemessen, daß Hölzer bis zu 300 mm Durchmesser eingelegt werden können. Die Anpassung dieser Hölzer an den Stein erfolgt mit Preßplatten, indem durch Steuerhähne Druckwasser von etwa 3 bis 6 at. auf die oberen Kolbenseiten der mit den Preßkasten mittels Hauben verbundenen Druckzylinder geleitet wird. Das Ablaufwasser von den unteren Kolbenseiten wird in eigenen Leitungen abgeführt. Zum Heben der Kolben dient Druckwasser von geringerer Pressung, wobei die Steuerhähne entsprechend gestellt werden. Dies ist nötig, weil bei Verwendung des für die oberen Kolbenseiten bestimmten Druckwassers zum Rückgang der Pressen der Wasserdruck auf die übrigen Pressen sofort nachlassen würde, so daß dann eine gute Geschwindigkeitsregelung nicht zu erzielen wäre. Daher besteht auch das Preßwasserpumpwerk aus zwei ausreichend großen, doppeltwirkenden Pumpen samt Windkesseln, von denen eine dem Pressenvorgang, die andere dem Pressenrückgang dient. Die Umsteuerhähne bestehen aus Bronze und sind ausgiebig dimensioniert, damit sie nicht rasch abgenutzt oder undicht werden. Um den Vorschub der Pressen genau kontrollieren, deren Klemmen nach Möglichkeit vermeiden und falls letzteres eintritt, sofort wahrnehmen zu können, sind große, weit sichtbare Hubanzeiger angebracht, an deren Zifferblatt die Bewegung der Kolben in vergrößertem Maße zu beobachten ist. Der Schleifapparat erhält eine direkt an ihm befindliche stark gebaute Steinschärfmaschine. Das Schärfen des Steins kann ohne jeglichen Zeitverlust während des Betriebes geschehen.

Was die Beschaffung des Steinmaterials als Großkraftschleifer anlangt, so ist sie eine gesicherte, indem sich außer den bewährten Naturstein auch Kunststein (z. B. die Herkulessteine) dazu eignen. Die Umfangsgeschwindigkeit des Steins wird erfahrungsgemäß nicht über 16 m/Sek. angenommen, da die Betriebresultate ergeben haben, daß der durch die erhöhte Steingeschwindigkeit bedingte größere Energieaufwand in keinem Verhältnis zur Leistung, bez. Güte des erhaltenen Produktes steht.

Heute werden zwecks rationeller Ausnutzung beträchtlicher Kräfte Holzschleifereien an die verschiedenartigsten Betriebe angegliedert und es ist daher von Bedeutung sowie Bedingung, daß in diesen keine großen Kraftschwankungen entstehen. Die Regelung der Umlaufzahl des Schleifapparates muß daher eine genaue sein. Beim Ausschalten einer Presse sind auch die frei werdenden Kräfte sofort auf die übrigen Pressen zu übertragen. Bei Dampf- und Wasserantrieb erfolgt dies durch einen hinter dem Schleifer auf einem Sockel montierten und zwischen Preßwasserpumpen und diesem Schleifer eingeschalteten Regulator mit Hartung-Pendel. Letzteres wirkt auf ein Drosselventil ein, wie aus Abbildung, Fig. 9 ersichtlich ist. Es habe z. B. die Preßwasserpumpe 8 at. zu erzeugen, während der gewünschte Druck am Schleifer nur 3 bis 4 at. betragen soll. Der Regulator muß nun bei seiner mittleren Stellung, das ist bei normaler Umlaufzahl des Schleifers, diese Druckdifferenz durch entsprechende Einstellung des Drosselventils hervorbringen. Sobald eine Presse am Schleifer ausgerückt wird, läuft der letztere schneller und der Regulator gibt dem Druckwasser zu den übrigen Pressen einen größeren Durchgangquerschnitt, so daß ein sofortiger Ausgleich der Belastungsschwankungen erzielt wird.

Bei den von A. G. Amme, Giesecke & Konegen gebauten Holzschleifereien mit elektrischem Antrieb sind die patentierten elektrisch betätigten und auf das obgenannte Drosselventil einwirkenden Regulatoren von der Firma Ges. für elektrische Industrie, Weitz-Steiermark, bezogen. Sie sind mit Reguliermotor, Stromwandler und Widerstand ausgerüstet, an den Stromkreis des Hauptmotors angeschlossen und dienen dazu, die für diesen Antriebsmotor bestimmte Energie konstant zu halten, bezw. etwa im Hauptnetz frei werdende Energie sofort auf den Schleifer zuzuschalten. Für den einen oder anderen Zweck ist die Schaltung des Regulators an das Hauptstromnetz entsprechend auszuführen.

Der in den Schleifern erzeugte Holzschliff wird durch Splitterfänger geführt, in denen alle größeren Splitter u. dgl. zurückbleiben. Nach Verlassen derselben werden sie von rotierenden Pumpen zu den Sortiermaschinen gebracht, deren Ausführung die Fig. 9 und 10 auf Taf. 4 zeigen. Das letzteren zentral zulaufende Stoffwasser wird durch rotierende Flügelräder gleichmäßig gegen Siebmäntel geleitet, so daß diese keine starke Abnutzung erfahren.

(Schluß folgt.)

*) Auf Tafel 4 bedeutet:

a = Betriebsdampfmaschine.
b = Rindenschälmaschine.
c = Nachputzmaschine.
d = Großkraftschleifer.
e = Steinschärfmaschine.
f = Schleiferregulator.
g = Preßwasserpumpe.
h = Splitterfänger.
i = Stoffwasserpumpe.
k = Stoffwasserleitung.
l = Sortiermaschine.
m = Raffineurstoffbütte.
n = Raffineurstoffpumpe.
o = Raffineur.
p = Raffineurstoffleitung.
q = Eindickzylinder.
r = Feinstoffbütten.
s = Abwasserpumpe.
t = Abwasserleitung.
u = Drei-Zylinder-Feinstoffpumpe.
v = Transmissionen.
w = Laufkran.

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

46. Jahrgang. Nr. 5. Begründet von W. H. Uhland. 30. Januar 1913.

Allgemeiner Teil mit Berechnungen etc. (14 Tages-Ausgabe).

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Die Neuanlagen des Bürgerlichen Bräuhauses in Pilsen.

Von Direktor Ing. **Franz Spalek** in **Pilsen.**

Mit Zeichnungen auf Tafel 6, und Abbildung, Fig. 10

Zusammenfassung. Die beschriebene Maschinenstation darf gleich dem Wasserturm als musterhaft bezeichnet werden; sie ist für fünf Dampfmaschinen mit zusammen 3900 PS und zwei Kesselblocks von zus. 1320 qm wasserberührter Heizfläche berechnet. Der Wasserturm enthält zwei Behälter, einen von 2500 und einen von 5500 hl Inhalt. Sämtliche Maschinen und Apparate sind neuester Bauart.

Das Bürgerliche Bräuhaus in Pilsen ist, Dank der vorzüglichen Qualität seines Produktes, durch die besonderen lokalen und biologischen Verhältnisse im Gründungsjahre 1842 zu einem der bedeutendsten Unternehmen auf dem Gebiete des Brauwesens sukzessive herangewachsen. Es trug bis zum Jahre 1904 in seinem Aufbau und den Betriebs-Einrichtungen das Gepräge aller solcher Unternehmungen, nämlich das der „Dezentralisierung".

Das Unternehmen zählte im Jahre 1904 noch fünfzehn getrennte Kesselhäuser mit insgesamt 32 Dampfkesseln von zusammen 3461 m² effektiver Heizfläche und sechzehn getrennte Maschinenhäuser mit 27 Dampfmaschinen von zus. 2156 PSe. Hierfür waren zehn Kamine im Betrieb.

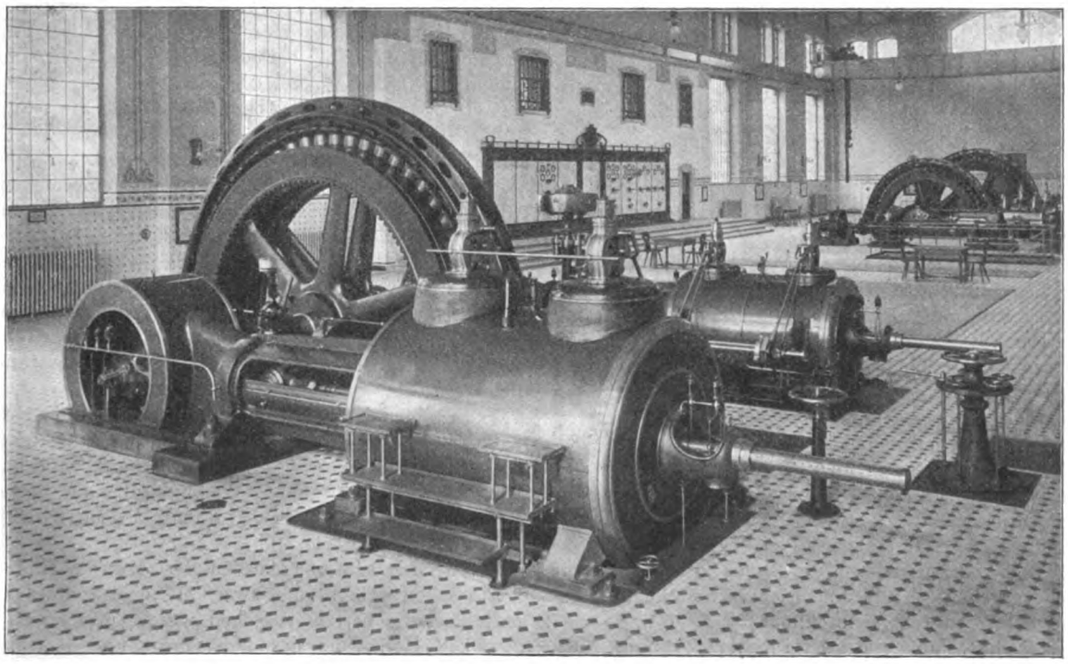


Fig. 10. Z. A.: Die Neuanlagen des Bürgerlichen Bräuhauses in Pilsen.

Diese unrationellen Anlagen, sowie Mangel an Betriebskraft und Betriebswasser usw. veranlaßten die Verwaltung des Unternehmens, dadurch Abhilfe zu schaffen, daß sie die Betriebe möglichst zentralisierte.

Auf Grund langwieriger Vorstudien schlug ich seinerzeit dem Verwaltungsrate folgende Neuanlagen vor:

1. Ein Flußwasserwerk für die Beschaffung des Betriebswassers für Maschinen-Kondensation, Kühlmaschinen-Wasser und Manipulationswasser für nicht brautechnische Zwecke.

2. Ein Grundwasserwerk für die Beschaffung von kaltem Kühlwasser für Kühlmaschinenzwecke speziell im Sommer, brautechnische Zwecke und Trinkwasser.

3. Einen Wasserturm, in welchem zwei Wasserbehälter zur Aufnahme beider Wasserarten untergebracht werden sollten, um den erforderlichen Wasserdruck für alle Entfernungen und Höhenlagen der Betriebsstätten zu erlangen und

4. Eine elektrische Betriebs-Zentrale zur Versorgung des ganzen Unternehmens mit Kraft und Licht.

Durch diese Neuanlagen würden selbstverständlich die bestehenden Einzelanlagen sich erübrigt haben.

Im Jahre 1904 wurde das Projekt vom Verwaltungsrate zur Ausführung genehmigt und sofort mit dem Baue begonnen. —

Nachstehend soll speziell über zwei für den Maschinenbauer hochinteressante Teile der Gesamtanlage — den Wasserturm und die Kraftzentrale — berichtet werden, während ich auf die übrigen Teile des Werkes in einem gesonderten Artikel in der „Technischen Rundschau" an Hand eines Skizzenblattes und verschiedener Abbildungen eingehen möchte.

I. Der Wasserturm.

Der Wasserturm Fig. 3, Taf. 6 soll das von dem Flußwasser- und Grundwasser-Werk geförderte Wasser unter einem den Betriebsbedürfnissen entsprechenden Druck in Behältern für eine größere Betriebsdauer sammeln. Er besteht aus einem in bestem Ziegelmauerwerk hergestellten Schaft, der am Fuße 13,34 äußeren und 8,2 m inneren Durchmesser und am Kopfe bei 25,5 m Höhe 8,8 m äußeren und 7,2 m inneren Durchmesser aufweist.

Auf dem mittels Granitplatten abgeglichenen Kopfe ruht der eiserne Behälter nach Syst. Klönne von 8 m lichtem Durchmesser, 1,6 m Bodensegmenthöhe und 5,8 m Mantelhöhe. — Die Blechstärken desselben sind: Mantel 8 mm, Hängekugel 8 mm. Dieser Behälter faßt 2500 hl und dient zur Aufnahme des Grundwassers.

Auf dem Blechmantel dieses Behälters ruht der obere Behälter, nach System Intze konstruiert, von 11 m Durchmesser, 1,6 m Boden- und 5,65 m Mantelhöhe von 5500 hl Inhalt, für das Flußwasser bestimmt. Die Blechstärken dieses Mantels von unten nach oben sind: 7,5, 6,5 und 6 mm, die des Kegels 8 mm und die des Kugelsegmentes 10 mm.

Beide Behälter durchbricht in der Mitte ein hohler Blechzylinder von 2 m Durchmesser und 6 mm Blechstärke, der zur Aufnahme der eisernen Treppen dient, die zu den Reservoiren und nach der Turmlaterne führen.

Beide Reservoirs umgibt die äußere Umwandung in einem Abstande von 80 cm; sie ist in Eisenkonstruktion mit Zement-Rabitsverputz von 5 cm Stärke ausgeführt und über dem oberen Reservoire wölbt sich die in Eisen hergestellte Dachkuppel von 7,8 m Höhe, die außen mit Kupferblech eingedeckt und innen mittels Gipsdielen verschalt ist.

Die Dachkuppel krönt eine 4,6 m hohe Glaslaterne, in welcher

ein Reklame-Scheinwerfer mit einem silberbelegten Glas-Parabolspiegel von 110 cm Durchmesser und selbstregulierender Motorlampe von 150 Ampére untergebracht ist, der bei eintretender Dunkelheit zur Ein- und Abfahrtzeit der Eisenbahnzüge seinen mächtigen im Kreise herumwandernden Lichtstrahl nach allen Himmelsgegenden entsendet.

Das Innere des gemauerten Turmschachtes ist durch zwei Zwischendecken in drei Etagen zerlegt und durch eine Rampe aus Eisenbeton bequem besteigbar.

Die Wasser-Zu- und Ableitungsrohre der Reservoire münden an den Blechböden; sie sind durchweg als genietete Blechröhren ausgeführt, mit Dilatationsstopfbüchsen und doppelten Absperrungen und die Zuleitungsrohre außerdem mit Rohrbruch-Sicherheitsventilen versehen.

Aus der Höhenlage des Turmbaues ergibt sich mit Bezug auf die Normale ein höchster Wasserspiegel im unteren Behälter von 30,6 m, im oberen Behälter von 39 m und eine Höhe der Laternen-Galerie von 47,2 m. Für das Grundwasser ergibt sich ein maximaler Wasserdruck von 40,1 m und für das Flußwasser von 48,1 m.

Für die Höhenlage der beiden Behälter waren selbstverständlich die höchsten Punkte der Gebäude und der Entnahmestellen maßgebend.

Für die Wahl der Behältergrößen war der stündliche größte Wasserbedarf der Brauerei bestimmend; man wählte die Abmessungen so, daß die gefüllten Behälter mindestens eine Stunde ohne Nachpumpen genügen.

Der Turm ist auf gewachsenem Kiesschotter fundiert und weist bei vollen Behältern bloß einen Bodendruck von 2,13 kg/cm² auf. Der jeweilige Wasserstand in den Behältern wird den Pumpenstationen mittels elektrischer Fernmelde-Apparate kenntlich gemacht. —

Der Wasserturmbau präsentiert sich in seiner pokalförmigen Ausführung außerordentlich imposant und ist ein Wahrzeichen der Stadt Pilsen geworden.

II. Die elektrische Betriebs- und Beleuchtungs-Zentrale.

Die Anlage ist in der Parkanlage des Unternehmens erbaut und gliedert sich in die Maschinenhalle, das Kesselhaus, diverse Nebenräume, die Kühlwasser-Rückkühlanlage und das Kohlendepot.

Das Terrain liegt im Inundationsgebiet und ist bis auf ca. 8 m angeschwemmtes Erdreich, an dessen Stelle einstens das Flußbett sich befand. Das Bauterrain war daher zu diesem mächtigen, gute Fundierung beanspruchenden Baue nicht besonders geeignet.

Man war gezwungen, bis auf tragfähigen Urgesteinfelsen gehende Fundamente auszuheben, die naturgemäß die Baukosten bedeutend erhöhten. Doch ermöglichte die Wahl dieses Bauplatzes die Ausnützung des Terrains im Pilsner Kataster, auch lag er unmittelbar am Flusse in staub- und rauchfreier Luft, ebenso war die Kohlenzufuhr bequem.

Die Maschinenhalle A*) ist ein gefälliger, lichter Raum von 60,7 m Länge, 20,5 m Breite und 13,6 m Höhe, an den sich an der Längsfront der vorgebaute Kraft- und Lichtverteilungsraum A_1 von 6 m Breite und 16,8 m Länge anschließt.

Unter dem Maschinenraume, dessen Pflaster 3,195 m über Terrain liegt, befindet sich der sehr geräumige, lichte Maschinen-Fundamentraum, dessen Fußboden 0,16 m über Terrain situiert ist. Der Raum ist in Traversen abgewölbt und das Maschinenhaus, ohne Anwendung von Holz, durchweg in Eisenkonstruktion mit Bimssteinbeton abgedeckt und mit Holzzement eingedeckt. In der Fundamentraumhöhe dieser Gebäudeseite liegt die Waggongrube zur direkten Einfahrt der Eisenbahnwaggons und anschließend der Ölreinigungsraum. Sämtliche Fußböden sind mit Chamotteplatten gepflastert und die Wände des Maschinenraumes auf 2,2 m Höhe mit glasierten Chamotteplatten verkleidet.

Die maschinelle Einrichtung der Maschinenhalle besteht gegenwärtig aus:

1. Einer liegenden Verbundmaschine a mit Einspritzkondensation und Zwischenüberhitzung, die bei 11 at. Admissions-Spannung, 280° C Dampftemperatur im Hochdruckzylinder und 320° C im Receiver, 107 minutlichen Umdrehungen und bei bis 27% Füllung im Hochdruckzylinder, 1200 PS_i leistet. Die Konstruktions-Abmessungen dieser Maschinen sind:

   Hochdruckzylinder 650 mm Durchmesser,
   Niederdruckzylinder 1150 mm Durchmesser,
   Gemeinsamer Hub 100 mm.

2. Einer ebensolchen Dampfmaschine a_1, die unter gleichen Bedingungen und einem Füllungsgrade von 28% im Hochdruckzylinder 500 PS_i leistet, mit den Konstruktions-Daten:

   Hochdruckzylinder 475 mm Durchmesser,
   Niederdruckzylinder 800 mm Durchmesser,
   Gemeinsamer Hub 800 mm.

Diese beiden Maschinen sind von der Maschinenbau-A.-G. vormals Breitfeld, Daněk & Co. zu Prag-Karolinenthal geliefert und mit Steuerung und Stopfbüchsen-Abdichtung System Schwabe versehen.

3. Einer liegenden Verbund-Dampfmaschine ganz gleicher Dimensionierung wie die 1200 PS_i-Maschine, von dem Skodawerk A.-G. in Pilsen geliefert, mit Marx-Steuerung versehen.

Sämtliche Maschinen sind mit Drehstrom-Generatoren der Siemens-Schuckert-Werke, Wien auf der Schwungradwelle direkt gekuppelt und zwar jene für die 1200 PS_i-Maschinen mit solchen für 675 KW. bei $\cos\varphi = 0{,}8$ und jener der 500 PS-M. mit einem für 280 KW. bei $\cos\varphi = 0{,}8$. Die gemeinschaftliche verkettete Spannung stellt sich auf 525 Volt, die sekundliche Periodenzahl auf 50.

Zur Erregung der Generatoren und zur Speisung der vorhandenen Bogenlampen sind zwei Umformmaschinen von je 80 KW.-Gleichstromleistung bei 585 minutlichen Touren und 110 Volt aufgestellt. Diese sind von der Elektrizitäts-A.-G. vorm. Kolben & Co. zu Prag-Vysocan geliefert. Die geschmackvolle Schaltwand von neun Feldern und vierzehn Verteilertafeln ist mit allen erforderlichen Einrichtungen modernster Ausführung ausgestattet und vermittelt den Betrieb der obigen Maschinen untereinander und letzterer mit den Betriebsstationen des Unternehmens.

In einer Höhe von 6 m über dem Pflaster der Maschinenhalle ist ein Laufkrahn mit Handbetrieb für 25 000 kg Nutzlast bei 20,15 m Spannweite angeordnet, der die ganze Hallenfläche von der früher erwähnten Waggongrube aus bedienen kann. Der Kran ist von der Prager Maschinenbau-A.-G. vorm. Ruston ausgeführt.

Für den späteren Ausbau der Zentrale sind die Fundamente heute schon gelegt und zwar für eine weitere 700 PS_i-Dampfmaschine, die bereits vergeben wurde, und eine Dampfturbine.

Die Höhenlage des Maschinen- und Kesselhausniveaus war durch die Situierung des Rauchkanales l, des Ekonomisers h und der Kondensationsanlage, mit Rücksicht auf den höchsten Hochwasserstand, gegeben. Die oberirdische Anlage des Fudamentraumes ist in bezug auf Tagesbelichtung und bequeme Zugänglichkeit zu allen Maschinenteilen und Rohrleitungen nur als vorteilhaft zu bezeichnen.

Das Kesselhaus B ist in gleicher Weise wie das Maschinenhaus eingedeckt und durch ein großes Oberlicht und zahlreiche große Fenster belichtet.

Aufgestellt sind in ihm zwei Kesselblocks, bestehend je aus drei Zweikammer-Wasserrohrkesseln g von je 220 m² effektiver Heizfläche, 12 at. Betriebsdruck und eingebauten Überhitzern von je 60 m² Heizfläche. Die Feuerungsanlagen sind Planrostfeuerungen, Patent J. A. Topf & Söhne in Erfurt, mit selbsttätig regulierbarem Luftzutritte.

Aus dem Kesselhause führt eine eiserne Treppe nach dem Laufkran im Maschinenraume.

Der Fundamentraum des Kesselhauses gliedert sich in seinem Querschnitte in vier Abteilungen und zwar den Rohrleitungskanal m, in welchem Dampf-, Speisewasser-, alle Ableitungen und Ölleitungen geführt sind, an diesen schließt sich der Rauchkanal l,

*) Von den im Text nicht erwähnten Buchstaben auf Tafel 6 bezeichnet: B_1 die Erweiterung des Kesselraumes, D das Lokal für die Speisepumpen. Der Raum E ist für die Heizer bestimmt, die sich im Raum F waschen und im Raum F_1 baden. Die Räume G und G_1 dienen den Maschinisten. H ist ein Lichthof, J bezeichnet die Abortanlage und K die Reparaturwerkstätte, L einen Apparateraum. Bei M liegt die Kanzlei.

Im Maschinenraum A sind angedeutet: bei a zwei Heißdampfmaschinen von je 1200 PS und bei a_1 zwei solche von je 500 PS, bei b die Erregergeneratoren und bei c eine Dampfmaschine von 200 PS; mit d ist die Schaltwand, mit e die Waggongrube und mit f ein Raum für die Besucher bezeichnet.

Im Dispositionsplan Fig. 4 bezeichnet: Q die elektrische Betriebszentrale, R die Sandwäsche, S die Enteisenungsanlage, T eine Wasserturbine, U den Absatzbehälter, V das Vorpumpenhaus und W das Rohfilter.

diesem folgen die eigentlichen Kesselfundamente und daran schließt sich der 5,35 m breite Aschentransportraum.

Zwischen dem ersten Kesselblock und der südwestlichen Kesselhausmauer ist Raum für zwei Ekonomiser h, wovon zunächst nur erst einer zur Aufstellung kam und zwar Düsseldorfer Systems von 96 m² Heizfläche, der stündlich 3300 kg Speisewasser von 40° C auf 110° C vorwärmt.

An das Kesselhaus schließt sich das Speisepumpenlokal D, unter welchem die Speisewasserreservoire situiert sind.

Unterhalb der Nebenräume des Maschinenhaus-Traktes sind die Kondensations-Zirkulations-Zentrifugalpumpen aufgestellt; diese sind mittels Elektromotoren für selbsttätiges Anlassen und Abstellen direkt gekuppelt.

Außerhalb des Baues in südwestlicher Richtung befinden sich unter Terrain zwei Kondensationswasser-Behälter oo_1 samt Zirkulationskanälen und Rohren. Ebenso steht hier auch der Schornstein von 2,5 m Mündungsweite und 66,8 m Höhe über Terrain sowie der Kühlturm P, System Balcke von 320 m³ Leistung pro Stunde.

Der Böschungsraum zwischen Kesselhaus und oberen Eisenbahngeleise ist zum Kohlendepot C ausgebildet und faßt ca. 200 Waggons Kohle.

Die Vorwärmung des Speisewassers erfolgt zunächst in den Speisewasserbehältern durch das rückgeleitete reine Kondenswasser aus den Dampfleitungen und durch den Auspuffdampf der Speisepumpen. Das von diesen aus den Speisewasserbehältern angesaugte Wasser wird über Schmiedt'sche Wassermesser durch die Vorwärmer der Dampfmaschinen und den Ekonomiser gedrückt, so daß es auf 110° C vorgewärmt in die Kessel gelangt.

Die Einrichtung für die Kühlwasserbeschaffung zur Dampfkondensation der Dampfmaschine ist wie folgt getroffen:

Unter dem Maschinenhausfundamentraum, zwischen Kesselhausmauer und Maschinenfundamenten, durchziehen zwei getrennte Wasserzuführungskanäle die ganze Länge des Maschinenhauses bis zu den außerhalb des Baues situierten Sammelbassins und dem Kühlturm. Aus dem einen oder anderen Kanale (ein Kanal als Reserve) saugen die Kondensationspumpen das nötige Kühlwasser an und treiben es mit dem kondensierten entölten Dampfe in eine vor den Maschinenfundamenten, unter Pflaster verlegte gußeiserne Rohrleitung, welche mit Gefälle nach den Sammelbehältern das ganze Maschinenhaus durchläuft. Aus den Sammelbehältern saugen die Zirkulations-Zentrifugalpumpen das ausgestoßene Wasser an und drücken es nach dem Kühlturm, von wo es abgekühlt den Zuleitungskanälen zufließt.

Um zugleich auch die Nähe des Flusses auszunützen und das Aufpumpen des Wassers auf den Kühlturm zu ersparen, wird das Kühlwasser von den Zirkulationspumpen auch unmittelbar aus dem Flusse entnommen, in die Zuleitungskanäle gefördert und von den Kondensationspumpen direkt in den Fluß abgeleitet. Die letztere Betriebsart ist natürlich die zweckmäßigere und daher auch die normale, während die erstere nur bei Wassermangel oder stark verunreinigtem Flußwasser angewandt wird.

Die Kohlenzufuhr zu den Kesseln vom Kohlenlager geschieht möglichst staubfrei durch abgeschlossene Kohlengossen und ebensolche Kohlenwagen. Die Aschenabfuhr von den Feuerungen, Rauchkanälen und vom Ekonomiser erfolgt nur im Aschenraum und auch da möglichst staubfrei. Mittels geschlossener Geleisetransportwagen wird die Asche in einen am nordöstlichen Ende des Aschenraumes befindlichen Sumpf geschüttet und aus diesem mittels eines Elevators nach den Aschenlowries außerhalb des Kesselhauses gefördert.

Für die Ölabnahme zur Maschinenbedienung sind im Maschinenhause Ölhähne mit Wandbecken für die verschiedenen Ölsorten angebracht, denen die Öle aus hochgestellten Reservoiren im Speisepumpenlokale D zufließen. In die Reservoire selbst wird das Öl aus dem Ölmagazin mittels Handpumpen aufgepumpt.

Das von den Wandbecken etwa abfließende, sowie das von den Maschinen abtropfende Öl wird mittels Rohren direkt in Reservoire des Ölreinigungslokales geleitet und das von den Dampfentölern ausgeschiedene Öl zugepumpt. Aus diesen Reservoiren fließt es den Filtern zu. Das gereinigte Öl wird mittels Ölpumpen gelegentlich in die Reservoire im Speisepumpenlokale aufgepumpt und dort mit frischem Öle vermengt.

Die gesamten Neuanlagen sind seit dem Jahre 1906 im ununterbrochenen Betriebe und haben seit ihrer Inbetriebsetzung noch keine Betriebsstörung ergeben, ebenso auch keine Instandsetzung oder Abänderung erheischt. Sie zeigen in allen ihren Teilen vollkommene sachgemäße Durchführung. — .

Zum Schluß noch einige Betriebsdaten der Anlage.

Mit Ausnahme von zwei Kälteerzeugungs-Maschinen wird der gesamte Kraft- und Lichtbedarf des Unternehmens durch die Zentrale gedeckt und zwar genügen im Winter bei Tag die 1200 PS_i-Maschine und ein Dampfkessel. Für die Warmwasser-Erzeugung, Hefe- und Trebertrocknung, Lokalheizungen und Manipulationsdampf sind während dieser Jahreszeit drei Tischbeinkessel von je 160 m² eff. Heizfläche und $8^1/_2$ at. der Lagerkeller-Kühlanlage im Betriebe.

Den Nacht- und Sonntagsbetrieb übernimmt die 500 PS_i-Maschine der Zentrale mit einem Kessel und zwei resp. ein Kessel der Lagerkellerkühlung, die Abgabe des nötigen Heizdampfes.

In der übrigen Jahreszeit, während welcher die Kühlanlagen voll im Betriebe sind, genügt die 1200 PS_i-Dampfmaschine mit zeitweiser Zuschaltung der 500 PS_i-Maschine und zeitweiser Betrieb zweier Dampfkessel der Zentrale. Zu Heizzwecken wird der Abdampf der beiden Kühlmaschinen der Lagerkellerkühlung, die durch zwei Kessel derselben betrieben werden, verwendet. An Sonntagen genügen in diesem Falle die 1200 PS_i-Maschine und ein Kessel.

Auf Grundlage der mehrjährigen Betriebsergebnisse der Zentrale benötigt 1 KW.-Stunde durchschnittlich pro Jahr inklusive Dampf zur Speisung und Lokalheizung 8,6 kg Speisewasser. 1 KW.-Stunde fördert 4,48 m³ Flußwasser und 2,02 m³ Grundwasser nach den Hochbehältern. Gegenüber den früheren Betriebs-Einrichtungen ergab die besprochene Zentralisation:

an Bedienungslöhnen 32% Ersparnis,
an Schmiermaterialien 68% und
an Kohle: 973 Waggons pro Jahr.

Systematische Kalkulation und Selbstkostenberechnung in Fabrikbetrieben.

(Schluß aus Heft 1.)

Jedem Meister sind bezüglich der für ihn bestimmten Aufträge genaue Angaben zu machen und insbesondere bezüglich der Lieferzeit genaue Bestimmungen zu treffen, wie überhaupt hinsichtlich des Fabrikationsganges bewährte Normen bestehen sollten.

Die Meister erhalten außerdem noch Abzüge von dem nach dem Kommissionsbuch ausgeschriebenen Kommissionszetteln — sofort nach Ausschrift —, damit keine Verzögerung in der Fertigstellung eintritt. Der Arbeiter ist verpflichtet, genaue Notizen über seine Arbeit und die verbrauchten Materialien zu liefern. Bis in die neueste Zeit hinein benutzte man in den Werkstätten für diesen Zweck noch einfache Blätter Papier, ferner auch Schiefertafeln, die jedoch der Kontrolle entbehren, indem zum Notieren einer ferneren Arbeit am Anfang jeder neuen Woche die Schrift abgelöscht werden mußte. Abhilfe haben dann Bücher geschafft, welche eine entsprechende Einteilung erfuhren.

Einheitlich benutzt man durchgängig folgendes Formular:

Formular 8.

Woche vom ..... bis .....

Arbeiter: ..... Nr.: .....

Auftrag Nr.	Zeichnung Nr.	Anzahl	Gegenstand	Gewicht kg	Stund.	Preis im einzelnen	Preis im ganzen	bezahlt

Seit indessen das Cardsystem bekannt geworden ist, das nicht unbedeutende Vorteile gegenüber den Büchern besitzt, bedient man sich desselben im weitgehendsten Maße. Auch zur Feststellung des Arbeitslohnes und zur Kontrolle der richtigen Lieferung insonderheit benutzt man das Formular 4.

Die Aufbewahrung der Karten erfolgt nach der Auftragsnummer geordnet und lassen die sogenannten Reiter jedesmal genau ersehen, wann das betreffende Stück zur Lieferung fällig ist.

Auf diese Weise besitzt man nicht allein eine genaue Übersicht über die Herstellung selbst, sondern auch über die Lieferzeit, welche möglichst genau eingehalten werden sollte.

Formular 4.

Reiter

Eiligkeit 1 2 3 4	1. 2. 3. 4. 5. 6. 7. 8. 9. 10. 11. 12.
	Anfang 13. 6. Lieferzeit 17. 6. 04
Werkstatt-Auftrag für Komm. Nr.	
1	einges. Dampfkolben repariert
Nur schriftliche Werkstattaufträge haben Gültigkeit	

Reiter

13. 14. 15. 16. 17. 18. 19.—31.					Nr. 7046
04, 4 Uhr Ende		04,	Uhr		
Tag 04	Name	Stunden	Betrag M.	Pf.	Bem;

Vorderseite

Material:			
Bon Nr.		M.	Pf.
1493	16 Qu. Schraube	—	19
1470	10 Gabeln S	7	70

Zusammenstellung			
		M.	Pf.

Rückseite

Diese Karten müssen am Abend desselben Tages in einen hierfür bestimmten Kasten geworfen werden und hat der Meister sie alsdann zu sortieren. Zur leichteren Kontrolle wähle man für die einzelnen Werkstätten Karten verschiedener Farben oder auch eine Einteilung nach Nummern. Mit entsprechenden Vermerken und Kontrollzeichen versehen, gelangen diese Zettel alsdann in die Kalkulation, welche die Verteilung auf die einzelnen Kommissions-Nummern besorgt, sodaß möglichst schnell nach Fertigstellung eines Stückes die Rechnung ausgeschrieben werden kann.

Es sollte auch nicht vorkommen, daß die Nachkalkulationen selbst auf die lange Bank geschoben werden; diese dürften zweckmäßig erledigt sein, wenn der Arbeiter sein Geld erhält, damit eventuell Fehler und Mängel noch rechtzeitig in Regelung kommen.

Eine weitere Kontrolle der Kalkulation in Kartenform würde nachfolgende Aufstellung zum Muster haben.

Diese Einteilung berücksichtigt insbesondere, ob der Auftrag fertig ist oder aber noch Nachlieferungen erfolgen, da es schon häufig vorgekommen ist, daß eine Komm ission berechnet wurde, die noch später Kosten verursachte.

Welches System am vorteilhaftesten ist, dürfte sich aus den vorliegenden Verhältnissen ergeben.

Nach Erledigung jeder Kommission gelangen die Karten in die Kalkulation behufs Aufstellung der Gesamtkosten und der genauen Selbstkostenberechnung. Die betr. Kalkulation wird alsdann in das Kalkulationsbuch eingetragen, um für spätere Fälle einen Nachweis zu haben.

Die Einteilung der einzelnen Bücher hat entsprechend den Erzeugnissen zu erfolgen und in den einzelnen Büchern ordnet man die Bestellungen entweder nach den Kommissions-Nummern oder dem Besteller. Ständige Kunden erhalten ein besonderes Buch. Von den auswärts bestellten Materialien einer Kommission sind dem Magazin und der Werkstatt Notizen zu geben und zu berichten, wann deren Eingang erforderlich ist, damit nicht etwa wegen Fehlens einzelner Teile (Zubehör) die ganze Lieferung ins Stocken gerät. Jedenfalls müssen sich auch die einzelnen Abteilungen untereinander nach Möglichkeit verständigen.

Des besonderen sei hier noch der Tagelohnzettel für Arbeiter erwähnt, und zwar:

Formular 5.

1. Für Tagelohn. 2

Datum: .....

Name: ..... Nr.: .....

Komm.-Nr.: ..... Stunden: .....

Bezeichnung: ..... Lohn: .....

Verfahren: ..... Sa.: .....

Kontrolle: .....

Datum: .....

Für jede Arbeit ist eine besondere Karte auszufüllen. Firmastempel:

2. Für Akkord. 5

Datum: .....

Name: ..... Nr:: .....

Komm.-Nr.: ..... Stunden: .....

Bezeichnung: ..... Akkord-Nr.: .....

Lohn: .....

Verfahren: ..... Sa.: .....

Kontrolle: .....

Datum: .....

Für jede Arbeit ist eine besondere Karte auszufüllen. Firmastempel:

Formular 6.

Nr. 217	Name Krause VII	
Tag	Stunden	Bemerkungen
Sonntag		
Montag	3	
Dienstag	4½	
Mittwoch		
Donnerstag		
Freitag		
Sonnabend		
Sa.	7½	

7½ Stunden	60 Lohnsatz	4.50 Betrag

Der Auftrag ist fertig: .....

Der Auftrag ist nicht fertig

Ersatzkarte: .....

Nach Kalkulation 16. 6. 04. S

Für die Richtigkeit: .....

Lohnzahlungen: .....

Zur Berechnug aufgegeben: .....

(Vorderseite.)

Werkstatt-Auftrag 7046

Dampfkolben

Arbeitsanfang 13. 6. 04, 4 Uhr

Arbeitende: .....

.....

Der Meister: .....

Drehen	Akkord
Schmieden	
Hobeln	
Stanzen	
Zusammenbauen	

(Rückseite.)

Die Kalkulation muß eine kaufmännische Buchführung sein, welche Gewinn- und Verlustresultate ersehen läßt, wie die summarische Monatsrechnung überhaupt. Von größter Wichtigkeit sind Vergleichstabellen und eine wohl durchgearbeitete Statistik, welche einen Anhalt zur Verringerung der Selbstkosten bieten. Hieraus sollen auch die Generalunkosten und deren Kurs im Steigen und Fallen bestimmt werden können, jedoch läßt sich hier eine Norm für den Einzelfall nicht bestimmen.

Jedenfalls sollte man nicht versäumen, sich im Interesse eines intensiveren Erfolges, moderne Einrichtungen bewährter Art zunutze zu machen.

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

46. Jahrgang. Nr. 7. Begründet von W. H. Uhland. 13. Februar 1913.

Allgemeiner Teil mit Berechnungen etc. (14 Tages-Ausgabe).

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Graphische Bestimmung des Widerstandsmomentes und des Profils für eiserne Träger

bei verschiedenartigen Belastungen und Befestigungen.

Von Ing.-Techn. O. Riwosch in St. Petersburg.

Mit Abbildungen, Fig. 11 bis 13.

Die graphische Tabelle, Fig. 11, Skz. 5a ist für den aus Fig. 13 ersichtlichen Fall zusammengestellt, d. h. ein frei aufliegender Träger ist der Wirkung der gleichmäßig über die ganze Länge verteilten Belastung P ausgesetzt.

Das Widerstandsmoment in diesem Falle ist: $W_o = \frac{P \cdot l}{8 \cdot k}$.

Entsprechend den amtlichen Bestimmungen vom 31. Jan. 1910 ist die Beanspruchung k des Eisens für Träger zur Unterstützung von Decken und Treppen gleich 1200 kg/qcm angenommen ($k \leq 1200$ kg/qcm).

Bei P = 1000 kg, k = 1200 kg/qcm ist: $W_o = \frac{10}{96} \cdot l$.

Der Ausdruck stellt die Gleichung der durch den Koordinatenpol o gehenden Geraden dar (Gerade OB, s. Tab., Fig. 11, Skz. 5a). Ihre Abszissen sind die Stützweiten l, — die Ordinaten — die Widerstandsmomente W_o. W_o ist der Belastung P proportional, — dementsprechend ist für andere Werte von P der mit Teilungen versehene Bogen gezeichnet — und dadurch die Richtung der Geraden gegeben.

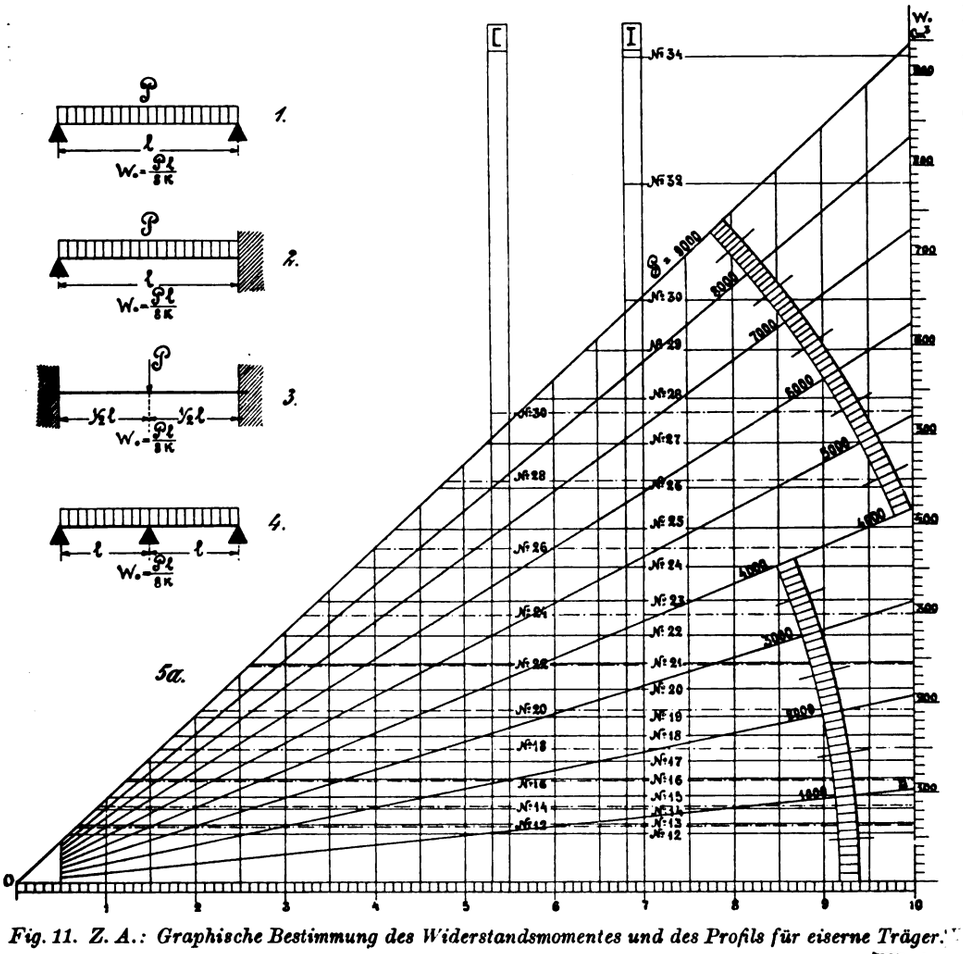


Fig. 11. Z. A.: Graphische Bestimmung des Widerstandsmomentes und des Profils für eiserne Träger.

Um die Profile der I-Träger oder C-Eisens unmittelbar aus der Tabelle zu entnehmen, sind ihre Widerstandsmomente an den betreffenden Stellen aufgetragen. Die fetten Horizontalen gehen durch die Nummern der I-Eisen und dienen zu ihrer Bestimmung, — die punktierten Linien — zur Bestimmung der Profile der C-Eisen.

Benutzung der Tabelle.

Mit Hilfe eines durchsichtigen Lineals legt man eine Gerade durch die betreffende Bogenteilung — die der gegebenen Belastung entspricht — und entnimmt für die Stützweite, als Abszisse — die Ordinate, die das erforderliche Widerstandsmoment W_o oder die entsprechende Nummer des Normal-Profils der Träger angibt.

Zur Bestimmung des Widerstandsmoments und des Profils für Träger von anderen Belastungsweisen und Befestigungsarten ist für dieselben der entsprechende Koeffizient α angegeben, mit welchem das ermittelte W_o — nach P und l — multipliziert werden muß.

Beispiel 1. Es sind einige Deckenträger des auf Fig. 13 angegebenen Stockwerks bei einer angenommenen Gesamtlast p = 1000 kg pro qm zu bestimmen.

Aus der Tabelle:

Die lichte Länge des Trägers l = 6,86 m,

Stützweite l*) = (1,04 · 6,86 + 0,1) = 7,2 m;

Belastung $P = \frac{1,04}{2} \cdot 6,86 \cdot 1000 =$ rot. 3570 kg,

dieser entspricht das Normal-Profil I-22.

Durch Berechnung:

$W_o = \frac{P \cdot l}{8 \cdot k}$;

$W_o = \frac{3570 \cdot 720}{8 \cdot 1200} = 268$ cm³.

Diesem entspricht das Normal-Profil I-22 mit W = 278 cm³.

Träger 2. Belastung P = 1,04 · 6,86 · 1000 = 7140 kg, aus der Tabelle I-28 · N · P.

Träger 3. Belastung $P = \frac{1,04 + 1,2}{2} \cdot 6,86 \cdot 1000 = 7680$ kg, aus der Tabelle I-29 · N · P.

Träger 4. Belastung P = 1,2 · 6,86 · 1000 = 8230 kg, aus der Tabelle I-29 · N · P.

Träger 20. Belastung $P = \frac{0,6 + 1,6}{2} \cdot 7,4 \cdot 1000 = 8140$ kg

(l = 1,04 · 7,4 + 0,1 = ∼ 7,8 m),

aus der Tabelle I-32 · N · P.

Beispiel 2. Welches Profil des I-Eisens ist für einen 2,5 m langen Freiträger zu wählen, wenn dieser über die ganze Länge die gleichmäßig verteilte Belastung $P_1 = 2500$ kg und am freien Ende noch die Einzellast $P_2 = 600$ kg zu tragen hat?

*) Hier ist die Stützweite l = der Entfernung der Auflagermitten einzuführen: l = 1,04 L + 0,1 m,
wo: l die theoretische Stützweite in m,
L die lichte Länge des Trägers.

Aus der Tabelle (Fig. 12, Skz. 9):

Es ist, wenn man den Angriffspunkt der Auflagerdrucke 15 cm von der Mauerkante entfernt legt:

$l = 2{,}5 + 0{,}15 = 2{,}65$ m.

$P = 4 \cdot P_1 + 8 \cdot P_2 = 4 \cdot 2500 + 8 \cdot 600 = 14\,800$ kg,

für $P = 1480$ kg ist $W_o = 40$ cm³,

„ $P = 1480 \cdot 10$ ist $W_o = 400$ cm³,

dem entspricht ein I-N · P. 26 (bei $k = 1200$ kg/qcm).

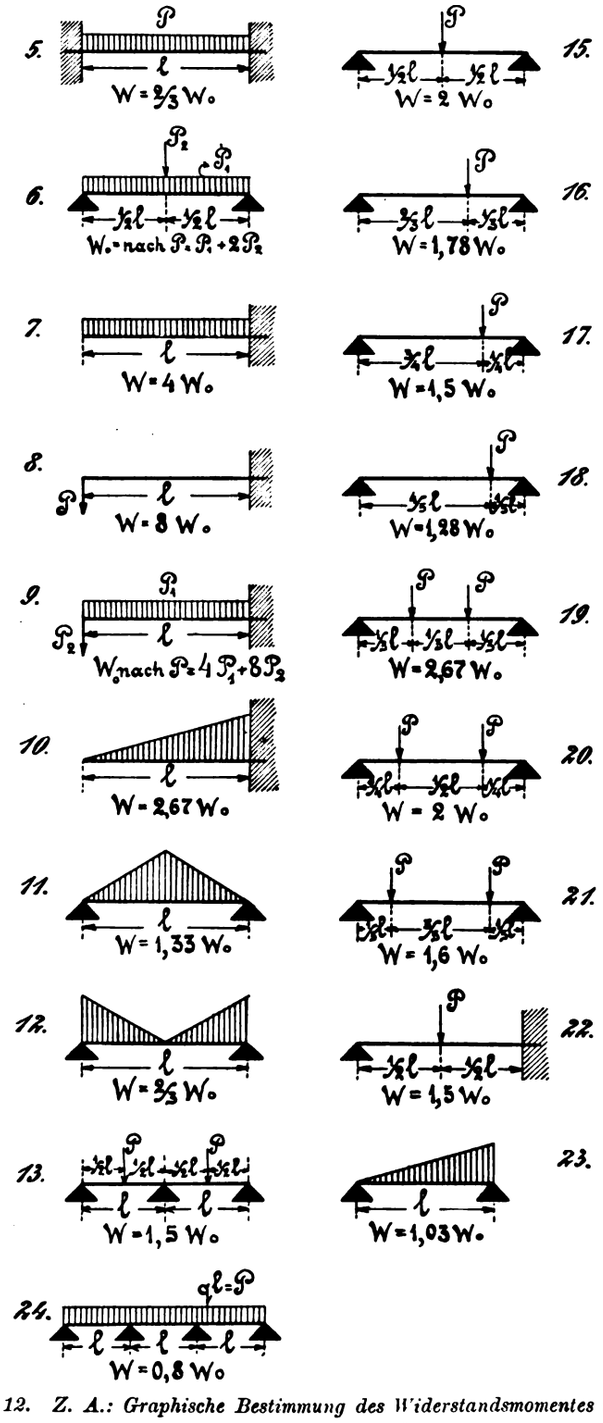


Fig. 12. Z. A.: Graphische Bestimmung des Widerstandsmomentes und des Profils für eiserne Träger.

Wird k zum Beispiel gleich 1000 kg/qcm verlangt, so hat man $W = W_o \cdot \frac{1200}{1000} = 480$ cm³, in diesem Falle ist das Normal-Profil 27 erforderlich.

Durch Berechnung:

$$W = \frac{\left(P_2 + \frac{P_1}{2}\right) \cdot l}{k} = \frac{(600 + 1250) \cdot 265}{1200} = 408 \text{ cm}^3;$$

diesem entspricht das Normal-Profil 26 mit $W = 441$ cm³;

für $k = 1000$ kg/qcm, ist $W = 490$ cm³,

diesem entspricht I-P. 27 mit $W = 491$ cm³.

Beispiel 3. Ein frei aufliegender Träger (Fig. 12, Skz. 23) von der Stützweite $l = 6{,}0$ m ist gleichmäßig durch die Belastung $P = 7200$ kg in Form eines Dreiecks beansprucht. Welches Profil des I-Eisens ist zu wählen?

Aus der Tabelle:

Für den Grundfall (Fig. 11, Skz. 1) ist $W_o = 450$ cm³,

für den vorgeführten ist $W = 1{,}03 \cdot W_o = 463{,}5$ cm³,

dem entspricht ein I-P. 27.

Durch Berechnung:

$$M_{max} = 0{,}128 \cdot P \cdot l = 0{,}128 \cdot 7200 \cdot 600 = 552\,960 \text{ kg/cm},$$

$$W = \frac{M}{k} = \frac{552\,960}{1200} = 461 \text{ cm}^3.$$

Der Bequemlichkeit halber sind in den Skizzen der Fig. 12 gleich die wichtigeren, in der Praxis auftretenden Belastungsfälle zusammengestellt.

Einrichtung und Betriebverhältnisse moderner Groß-Holzschleifereien.

Von Ingenieur **Ernst Blau,** Professor an der k. k. Staatsgewerbeschule in **Bielitz.**

Mit Zeichnungen auf Tafel 4 u. 9.

(Schluß aus Heft 2.)

Der grobe Stoff verläßt die Sortiermaschinen innerhalb dieser Siebmäntel durch Öffnungen, die sich in den den Antrieben zugekehrten Seitenwänden befinden, während der feine Stoff durch die Siebmäntel hindurchgeht und je nach Bedarf durch unten links oder rechts seitlich angebrachte Ausläufe entweicht. Die rotierenden Sortiermaschinen sind infolge ihrer Einfachheit und großen Leistungsfähigkeit zurzeit die beliebtesten.

Bemerkenswert an den dargestellten Anlagen ist, daß in beiden je ein Raffineur genügt. Jeder derselben ist modern, d. h. mit horizontaler Achse ausgebildet (vgl. Fig. 7 u. 8, Taf. 4). Der Raffineur für die Dampfschleiferei Rothfest hat Steine von 1250 mm Durchmesser, derjenige für die Wasserschleiferei Sachsenfeld Steine von 750 mm Durchmesser. Das Material für den Bodenstein ist Sandstein, dagegen das Material für den Läufer Lavastein. Der Stoff fließt durch einen geraden großen Einlauf und durch die Mitte des Bodensteins den Mahlflächen zu und zieht durch eine untere Öffnung des Steingehäuses ab. Der Bodenstein ist im Gehäusedeckel fest eingesetzt, der Läufer auf einem Konus der in Ringschmierlagern gestützten Achse festgezogen und durch Mutter und Gegenmutter in dieser Lage festgehalten. Der für den Mahlprozeß nötige Druck wird durch ein auf der Achse sitzendes Kammzapfenlager mit Ringschmierung und mit auswechselbaren Schalen aufgenommen. Die Anpressung der Steine mittels Hebels ist eine intensive, so daß ein günstiger Mahleffekt und hohe Leistungsfähigkeit bedingt sind. Das Arretierungshandrad auf der obern Spindel hindert bei Fehlen von Raffineurstoff ein Zusammenlaufen der Steine, die Spiralfeder auf der Spindel ist zu dem Zwecke angeordnet, damit der Läufer seitlich ausweichen kann, wenn ein dicker Gegenstand zwischen die Mahlflächen gelangt.

Hinzugefügt sei, daß die rotierenden Sortiermaschinen in sechs Größen für 1000 bis 12 000 kg lufttrocken gedachten Holzschliff, die Raffineure in vier Größen mit Steinen von 750, 1000, 1250 und 1500 mm Durchmesser gebaut werden.

Der aus dem in der Dampfschleiferei Rothfest befindlichen Raffineur austretende Stoff wird mit dem Stoffwasser von dem Schleifer gleichmäßig vermischt und wieder über die Sortierung geführt. Von letzterer gelangt der Stoff zu zwei Entwässerungszylindern, die ihn auf Holländerkonsistenz eindicken. Taf. 9, Fig. 6 u. 7 stellen einen derartigen Holzstoff-Eindickzylinder dar. Dieser, ein in einem gußeisernen oder Betontrog angeordneter und mit geringer Geschwindigkeit angetriebener Siebzylinder, hat eine horizontale Achse, auf der in gleichen Entfernungen gußeiserne Rosetten sitzen. Am Umfange befinden sich in Abständen von 12 bis 15 mm bronzene Hochkantstäbe, die parallel zur Längsachse

des Zylinders und ebenfalls in Abständen von 12 bis 15 mm durch bronzene Hochkantringe gestützt werden. Das Gerippe ist mit zwei Sieben überzogen, und zwar mit einem grobmaschigen Untersieb aus Phosphorbronze und einem über diesem befindlichen, dem jeweiligen Fabrikat entsprechenden Feinsieb aus gleichem Material. Die derart gebildete Konstruktion ist eine stabile und gewährleistet hohe Lebensdauer. Die hölzerne, mit Filz überzogene Abgautschwalze ist in Schiebelagern an beweglichen Hebeln gelagert. Außerdem ist eine Federbelastung vorgesehen, durch die der Auflagerdruck der Abgautschwalze auf den Siebzylinder entsprechend der gewünschten Konsistenz des Stoffes eingestellt werden kann.

Der auf die eben beschriebene Art eingedickte Stoff wird von einem einstellbaren Schaber vom Filz abgestreift und hierauf in zwei großen Feinstoffbütten nach Bedarf gelagert und gebleicht. Die Teile der Rührwerke in denselben, die mit der Bleichflüssigkeit in Berührung kommen, sind aus Kupfer oder Bronze hergestellt. Von dort wird der Stoff durch eine im Kondensationsraum stehende große Dreizylinderstoffpumpe nach Erfordernis auf die Holländer gehoben. Die Füllung jedes Holländers beansprucht nur wenige Minuten. Die Ein- und Ausrückung der Stoffpumpe erfolgt auf elektrischem Wege vom Holländerboden aus.

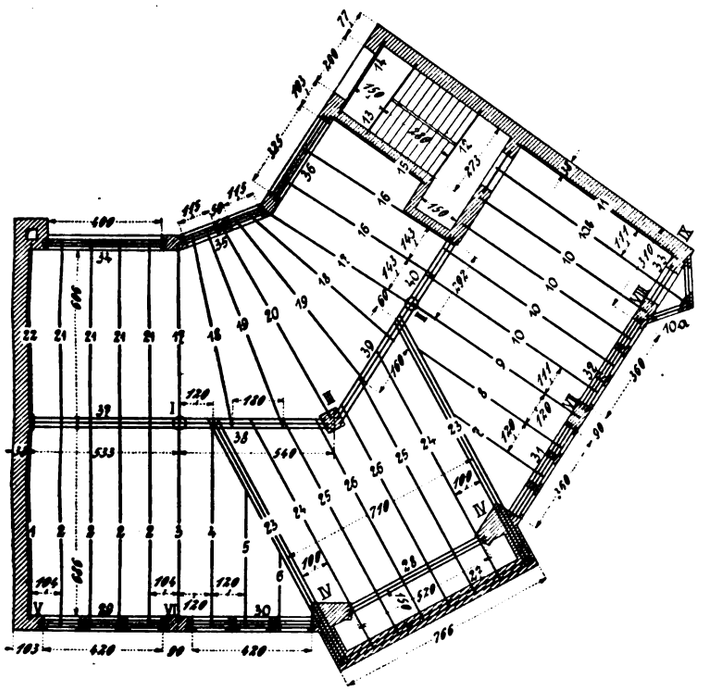


Fig. 13. Z. A.: Graphische Bestimmung des Widerstandsmomentes und des Profils für eiserne Träger.

Mit Ausnahme des Filzwaschwassers findet in der Dampfschleiferei Rothfest das gesamte Abwasser als Spritzwasser in den einzelnen Apparaten wieder Verwendung, so daß an Frischwasser nur soviel ersetzt werden muß, als der Anlage durch den Stoff selbst entführt wird. Auf diese Weise ist der Frischwasserbedarf auf ein Minimum reduziert und wird vermieden, daß stoffführendes Abwasser bei normalem Betrieb verloren geht. Auf seinem Kreislauf wird das Abwasser auch erwärmt und dieser Umstand ist für die Betriebergebnisse insofern von Wert, als hierdurch neben erhöhter Produktion vorzüglich schmieriger Holzstoff, wie man ihn für moderne schnellaufende Druckpapiermaschinen benötigt, erzeugt wird.

Was die Produktionsverhältnisse der Schleiferei Rothfest anbetrifft, so werden bei einem Energieaufwand von 600 PS in 24 Stdn. etwa 11 000 kg, bei einem Energieaufwand von 700 PS in 24 Stdn. 13 000 kg lufttrockene gute Ware gewonnen.

Die Sachsenfelder Großholzschleiferei ist kleiner als die Rothfester und unterscheidet sich von dieser noch durch den Antrieb und dadurch, daß die erzeugte Ware von den Entwässerungsmaschinen mit einem Trockengehalt von 30 bis 33 % abgenommen wird Im übrigen ist die Anlage so eingerichtet, daß ohne weiteres zur Pappenfabrikation übergegangen werden kann.

Die beiden Schleifapparate werden direkt von je einer Francisturbine (Zwillings-Schachtturbine) mit 190 Uml./Min. angetrieben. Die Antriebmaschinen leisten je bei einer Wassermenge von 3000 l/Sek. und bei einem Gefälle von 3,9 m unter Annahme eines Wirkungsgrads von 78 % effektiv 122 PS. Die Disposition der einzelnen Maschinen und Apparate ist analog derjenigen in Rothfest.

Es erübrigt nur noch die kurze Besprechung einer Holzstoffentwässerungsmaschine. Wie Fig. 4 u. 5, Taf. 9, erkennen lassen, befindet sich in einem eisernen Trog, dem der Stoff durch einen oben seitlich an ihm angebrachten Kasten zuläuft, ein dem früher beschriebenen Holzstoff-Eindickzylinder gleicher Siebzylinder, dessen Achse von Lagern außerhalb des Troges aufgenommen wird. Das Anlegen des Stoffes an den Siebmantel wird dadurch gefördert, daß der Flüssigkeitstand in seinem Innern niedriger gehalten ist als im Trog. Seine Drehung empfängt der Siebzylinder von der Abgautschwalze mittels des zwischen beiden laufenden endlosen Filzes. Der Stoff wird durch letzteren vom Zylinder abgenommen und zu den Preßwalzen geführt, von denen er durch Einstellung eines dortselbst vorgesehenen Schabers als Schabstoff oder in Pappenform gewonnen wird. Die Dicke des Stoffes kann durch eine vorhandene Signalvorrichtung geregelt werden. Soll Holzstoff in Rollenform erzeugt werden, so ist an der Maschine noch eine besondere Stoffaufrollvorrichtung anzubringen. Die Preßwalzen bestehen aus Gußeisen, sind sauber geschliffen und in großen Lagern gehalten. Die Seitenwalzen sind aus Holz gefertigt und besitzen durchgehende, in leicht abschraubbaren Supports geführte Stahlwellen. Für die Reinigung des Filzes dienen Spritzrohre, Filzwäsche und Filzschläger.

Eine durch ihre außergewöhnliche Größe bemerkenswerte, von der A. G. Amme, Giesecke und Konegen gelieferte Anlage ist die Dampfschleiferei der Papierfabrik Robert Saenger in Pabianice b. Lodz. Der sechspressige Riesenschleifer in derselben, Fig. 8 u. 9, Taf. 9, besitzt einen Stein von 2500 mm Durchmesser und 1200 mm Breite. Derselbe wird von einer Dampfmaschine mit 1200 PS direkt angetrieben, hat eine Umfangsgeschwindigkeit von 16 m/Sek. und leistet mit nur vier Pressen 16 000 kg lufttrockenen prima Holzstoff. Der Apparat, zu dessen Bedienung nur ein Mann nötig ist, kann eine große moderne, schnellaufende Druckpapiermaschine von 30 t Leistung in vollem Betriebe bequem mit Holzstoff versorgen.

Ein Beitrag zur Ausführung von Separatoren.

Von **G. Hagemann**, Zivil-Ingenieur in **Oschatz-Zschöllau.**

Mit Abbildung, Fig. 14.

Zusammenfassung. Beschrieben ist ein Separator mit Siebtrommeln, die den eingebrachten Stoff durch Schaufeln gleich direkt in ein Gefäß entwässern; sie trennen auch ölige, mit Eisenfeilspänen gemischte Stoffe.

Nachstehend einiges über Separatoren der durch Fig. 14 veranschaulichten Form, wie man sie zum Separieren, Waschen und Mischen anwendet.

In dem zylindrischen Gefäße von etwa 550 mm Außendurchmesser und 650 mm Höhe mit 8 l Inhalt in dem Siebkasten c, entstehen durch Bewegen der Trommeln a und b, die eine gemeinsame Tourenzahl von 600 pro Minute haben mögen, Strömungen, die zum Separieren, Waschen, Reinigen und Mischen anwendbar sind. Dann erfährt die Tourenzahl je nach Gewicht der in die Siebkästen kommenden Arbeitsmaterialien und Gegenstände eine Änderung. Sieht man davon ab, die obigen Eigenschaften praktisch näher auseinander zu halten und beschränkt sich auf das Prinzipielle der Turbinentrommeln, so liefert ein Blick auf die in Skz. 4 rechts unten mit den maßstäblich eingezeichneten periphären Geschwindigkeiten den Beweis, daß die Strömungen in Richtungen von dem Pfeile tangential enden, nachdem sie anfangs gleichgerichtet waren.

Aus dem kleineren resultierenden mischenden Geschwindigkeitsdreiecke, wird das tangentiale Geschwindigkeiten aufweisende größere Dreieck, welches die entgegengesetzte Wirkung hat. Je nach der Intensität der angewandten Umfangsgeschwindigkeiten, wird mehr oder weniger gemischt und entzogen. Dies erreicht man durch die gemeinschaftliche Achse f, welche einen Handhebel oder Riemenscheibenantrieb, oder direkten Elektromotorenantrieb erhält.

Die Trommeln a und b entwässern z. B. den eingebrachten Stoff durch die Schaufeln direkt in das Gefäß mit dem Abfluß bei e. Auch ölige mit Eisenspänen gemischte Stoffe die oben bei c eingebracht werden und durch Gewichte beschwert werden dürfen, kann man vorteilhaft filtern. Die senkrechte Trommelwand a, die im Schnitt dargestellt ist, besitzt zum Zwecke der Durchlässigkeit nicht gezeichnete Öffnungen und besteht dem-

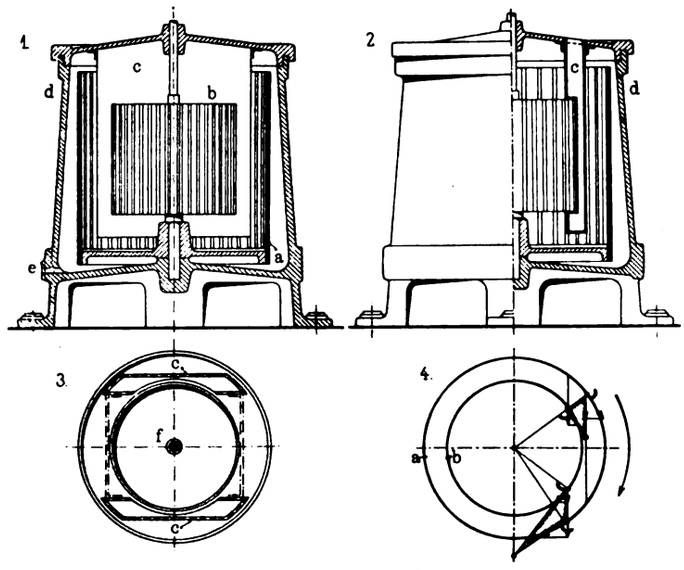


Fig. 14. Z. A.: Ein Beitrag zur Ausführung von Separatoren.

zufolge aus siebartigem Blech, auf welchem die Turbinenschaufeln befestigt werden müssen. Dasselbe gilt für die Trommel b. Der Betrieb ist ein kontinuierlicher. Bei d werden Rollen angebracht, die die Wand a oben führen, damit bis zum Einstellen des Schwerpunktes tunlichst Ausbiegungen und Abnützungen vermieden werden, die beim Verarbeiten von Pulvern und Mehl usw. an und für sich allerdings nicht auftreten werden. Die Kästen c sind unten miteinander versteift, die Demontage erfolgt durch Herausziehen von a, b und c und den oberen Deckel.

Bei flüssigen Stoffen besteht die Wirkung der Siebtrommeln im Ablösen von Stößen, bei trockenen Stoffen mehr in Expansionswirkung auslaufenden Stößen, die Differenz beruht demnach auf dem Unterschiede von $\frac{m \cdot v^2}{2}$ und $p \cdot v = p_1 \cdot v_1$. Mit 8 l Inhalt sind demnach 40 kg am Trommelumfange notwendig um die Beschleunigung auf 600 Touren pro Minute zu bringen. Bei einem Riemenscheibendurchmesser von 200 mm würden $\sim 1 : 3{,}5 = 40 \cdot 3{,}5 = 140$ kg Anzugskraft aufzuwenden sein, die sich bei Handantrieb selbstredend auf eine entsprechende Verzögerung verteilen, die durch Zeit und Hebelübersetzung entsteht. Die pro Sekunde zum Anlassen notwendige Kraft beträgt $\frac{140 \cdot 1}{75} = 2$ PS, für den Betrieb ist die Reibung maßgebend, die im Mittel 10% von 2 PS ausmacht, weshalb ein solcher Separator mit 0,2 PS durchschnittlich betrieben werden kann. Die Kraftkosten bei Elektromotorenantrieb stellen sich demzufolge auf $0{,}2 \cdot 20$ Pf. $= 4$ Pf., wenn eine KW-Stunde 20 Pf. kostet und 1 mechanische Pferdekraftstunde gleich einer elektrischen Pferdekraftstunde ist. Ist das spezifische Gewicht der zu verarbeitenden Mischungen größer als 1, z. B. 2, 3 oder 4, dann sind demzufolge auch an Betriebskosten pro Stunde 8, 12, 16 usw. Pf. erforderlich.

Sonderzwecke können verlangen, daß die Trommel a nach unten zu konisch gemacht oder nach oben zu weiter werde, dann tritt eine periphäre Trennung der eingebrachten Stoffe ein, derart, daß die schweren nach unten und die leichten nach oben, natürlich aber beschleunigt, gefördert werden, zu welchem Zwecke in der Mitte von der senkrechten Wand a eine Einschnürung sein mußte.

Man kann auch mehrere Separatoren übereinander setzen und von gemeinsamer Welle antreiben. Für Farbwerke Saug- und Druckwirkungen auch zwischen zwei solcher Separatoren erzeugen, wodurch der Effekt der Trommeln erhöht wird.

Sprechsaal.

Dieser Raum steht den Abonnenten und Inserenten der Zeitschrift zur **freien Aussprache** über **technische Fragen** und **Vorkommnisse** zur Verfügnng.

Reklamen für einzelne Werke bezl. Firmen sind dabei jedoch ausgeschlossen. Ebenso lehnt die Redaktion die Verantwortung für diese Korrespondenz ab. D. Redaktion.

Praktische Erfahrungen mit der Anwendung des Wirtschaftlichkeitsprinzipes.

Ingenieur W. Heym in Gr. Lichterfelde-Ost schreibt hierzu:

Der nachstehend erörterte Fall ereignete sich in einer Automobil-Reparaturwerkstatt, in welcher das Wirtschaftlichkeitssystem unter Gewährung von Prämienentschädigungen an die Arbeiter zur Einführung gelangt war. Dem gewandtesten Arbeiter wurden 50 Kraftwagenbremsen zur Bearbeitung und zwar zum Bohren, Hobeln und Drehen auf einer Turmdrehbank zugeteilt.

Während eines Arbeitstages führte er 17 dieser Werkstücke aus, so daß eine Durchschnittszeit von 1 Stunde 48 Minuten pro Arbeitsstück bei der Berechnung zugrunde gelegt wurde. Man ermunterte den Arbeiter durch Zubilligung einer Prämie, diesen Durchschnittssatz durchzuhalten, und erzielte hierdurch unmittelbar eine Verringerung der Durchschnittszeit für die erforderlichen Gußarbeiten, so daß diese auf den Durchschnittswert von 1 Stunde 48 Minuten bis zu 1 Stunde und 54 Minuten zurück ging.

Die Arbeitsleistungen, welche der Arbeiter nicht in der Durchschnittszeit zu leisten vermochte, waren an so hartem Material auszuführen, daß er mehrere Schnelldrehstahle für einen einzigen Schnitt verwenden mußte.

Angeregt durch die in Aussicht gestellte Prämie erstattete der Arbeiter seinem Meister Bericht. Es wurde eine Beschwerde an den Stahllieferanten gerichtet. Die Folge hiervon war, daß die unvorteilhaft zu bearbeitenden Gußstücke gegen bessere ausgetauscht wurden.

Nach Erhalt der neuen Gußstücke konnte der Arbeiter die festgesetzte Durchschnittszeit einhalten, und so einen guten Prämienverdienst erzielen, während gleichzeitig die Herstellungskosten vermindert wurden. Weitere Verbesserungsbestrebungen ergaben bei noch erstklassigerem Material eine weitere Steigerung der Leistungsfähigkeit des Arbeiters, sowie der Güte des Erzeugnisses.

Die nachstehende Tabelle gibt die wirklich erzielten und die möglichen Ersparnisse für die oben erwähnten Arbeitsleistungen wieder. Die Arbeiter erzielten einen Durchschnittslohn von 45 Pfg. pro Stunde, wozu noch ein Spesenbetrag von 25 Pfg. pro Stunde hinzukam:

Beschaffenheit der Gußstücke	Anzahl der Gußstücke	Durchschnittl. Werkstd. p. Gußstück	Gesamtstundenzahl	Wirkungsgrad in %	Lohnkosten bei 45 Pfg pro Stunde Mk.	Spesenbeträge bei 25 Pfg. pro Stunde Mk.	Gesamtkosten Mk.
			Ohne Prämie.				
Teilweise schlecht	50	6	300	30	135,—	75,—	210,—
Alle gut . .	50	5	250	36	112,50	62,50	175,—
			Mit Prämie.				
Teilweise gut	50	4	290	45	90,—	50,—	140,—
Alle gut . .		1,9	95	95	42,75	23,75	66,50
			Mit Prämie und 100% Wirkungsgrad.				
Alle gut . .	50	1,8	90	100	40,50	22,50	63,—
	Wirkliche Ersparnis . . . . . Mk. 143,50 oder 67%						
	Mögliche Ersparnis . . . . . Mk. 147,— oder 70%						

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

46. Jahrgang. Nr. 9. Begründet von W. H. Uhland. 27. Februar 1913.

Allgemeiner Teil mit Berechnungen etc. (14 Tages-Ausgabe).

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Eine amerikanische Geradbiegmaschine.

Mit Abbildung, Fig. 15.

Durch die Skizzen der Fig. 15 wird eine in Amerika viel angewandte Spezialmaschine dargestellt, die zum Ausrichten von flachen, quadratischen und Rundeisen bestimmt ist. Dieselbe Maschine wird aber auch zum Geradbiegen von U- und anderen Profileisen benutzt.

Der Antrieb erfolgt durch einen Elektromotor von 30 PS; das Übersetzungsverhältnis ist derart gewählt, daß der Preßstempel 25 Hübe in einer Minute macht. Der Hub des Preßstempels ist auf einen Zoll festgesetzt, jedoch ist Vorsorge getroffen, daß man den vorderen Teil des Stempels um weitere $1^1/_2$" verschieben kann. Zu diesem Zweck sind zwei seitliche Keile b vorgesehen, die durch hydraulischen Druck in Bewegung gesetzt werden. Die zu diesem Zwecke erforderlichen Preßzylinder sind im Grundriß Skz. 8 oberhalb der beiden Keile b zu sehen.

Der Preßstempel an sich besteht aus zwei Teilen, die ebenfalls durch seitliche Keile zusammengehalten werden. Ein am anderen Ende der Maschine aufgestellter Elektromotor von 4 PS Leistung ermöglicht es, mit Hilfe von Schnecke und Schneckenrad, sowie Schraube das Kopfende um 2' zu verschieben. Daneben aber ist gleichzeitig eine Regulierung der Amboße, ebenfalls unter Verwendung von hydraulischen Pressen, möglich. In der Abbildung bezeichnet a den Schlitten, der durch den 30 PS-Motor betätigt wird, b, wie schon angedeutet, Keile, die sich mittels hydraulischen Druckes bewegen und dadurch den Amboß c, der durch diese Keile mit den Schlitten a zu einem Ganzen vereinigt wird, um $1^1/_2$" verschieben. l bezeichnet den Handhebel zum An- und Abstellen des hydraulischen Druckes, d den hinteren Schlitten und e die Hebel zum An- und Abstellen des hydraulischen Druckes, der zum Verschieben der Amboße erforderlich ist.

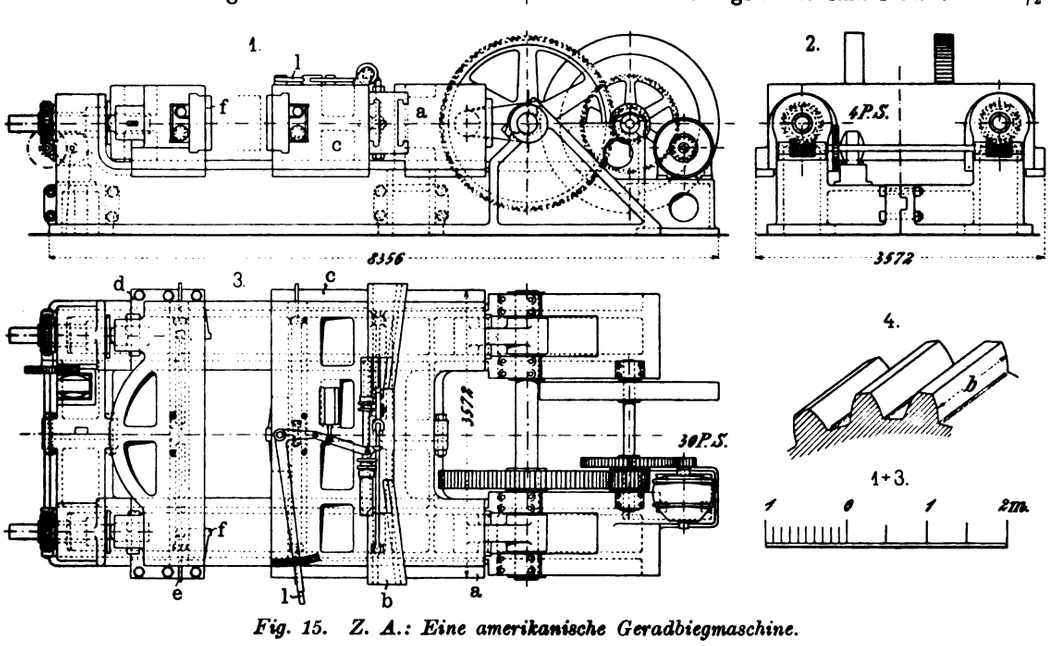


Fig. 15. Z. A.: Eine amerikanische Geradbiegmaschine.

Das Zahnrad trägt 70 Zähne und hat einen Teilkreisdurchmesser von 84". Die Breite des Zahnkranzes stellt sich auf 9" und die Teilung auf 3,77". Das Getriebe ist aus Gußstahl hergestellt und hat 14 Zähne. Der Teilkreisdurchmesser beträgt $16^{18}/_{16}$", die Teilung wiederum 3,77". Die Zahnbreite b, Skz. 4, Fig. 15 wird uns von Ludwig Eisenkramer in Chicago III, dem wir diese Unterlagen verdanken, zu $9^1/_2$" angegeben.

Zusammenfassung. Beschrieben ist eine Maschine, die ebenso gut zum Ausrichten von Flach-, Quadrat- und Rundeisen, wie zum Geradbiegen von U- und anderen Profileisen zu brauchen ist. Kennzeichnend ist die Verbindung von Preßstempel und Keilen.

Statische Berechnung der Eisenkonstruktion eines Pfannnenschuppens.

Von **Franz Lieber.**

Mit Zeichnungen auf Tafel 11, und Abbildungen, Fig. 16 bis 18.

Zusammenfassung. Berechnet werden die Haupteinzelheiten eines eisernen Schuppens von 15,5 m Breite, ca. 26,6 m Länge und 9,5 m Höhe bis Unterkante Binder. Der eingebaute Laufkran trägt 15 t.

Allgemeines.

Der Pfannenschuppen besteht aus einer einschiffigen Halle von 15,5 m Breite, ca. 26,6 m Länge und 9,5 m Höhe bis Binderunterkante. In der Halle verkehrt ein Laufkran von 15 t Nutzlast bei 14 m Spannweite. Die Eindeckung erfolgte mit Eternitplatten auf eisernen Latten und Sparren. Für die Belichtung ist ein Firstoberlicht, sowie ein ringsherumlaufendes Lichtband in den Umfassungswänden vorgesehen. Die Entlüftung der Halle erfolgt durch feststehende Blechjalousien, die in den Längswänden des Dachreiters vorgesehen sind.

Die Umfassungswände sind sämtlich für $^1/_2$ Stein starke Ausmauerung berechnet. Für den Zugang zur Halle ist in jeder Giebelwand je ein zweiflügeliges Schiebetor von 4,5 × 4,5 m Größe vorgesehen.

Beanspruchungen.

Für die Materialbeanspruchungen gelten die Bestimmungen des Ministerialerlasses vom 31. Januar 1910. Desgleichen für die Belastungen.

Berechnung.

Zusammenstellung der Dachbelastung.

Dachneigungswinkel $\alpha = 19^0\,10'$.

$\sin\alpha = 0{,}328$

$\sin^2\alpha = 0{,}1076$ $\quad w = 125 \cdot \sin^2\alpha = 14$ kg/qm Dachfläche

$\cos\alpha = 0{,}945$

$\cos^2\alpha = 0{,}893.$

Eternit $30 \cdot \frac{1}{0{,}945}$	=	32	kg/qm Grundfläche
Latten	=	8	„ „
Sparren	=	8	„ „
Fetten	=	8	„ „
Binder	=	10	„ „
Verband	=	1	„ „
Schnee: $75 \cdot \cos\alpha$	=	71	„ „
Wind: $\frac{14}{\cos^2\alpha}$	=	16	„ „
		154	kg/qm Grundfläche.

Als Latten werden verwendet ∠ 30/30/4 in ca. 220 mm Abstand.

Die Sparren-Entfernung stellt sich auf 0,85 m.

Fettentfernung in der Projektion: l = 2,1 m,

q = 155 — 20 = 135 kg/qm Grundfläche.

$Q = 0{,}85 \cdot 2{,}1 \cdot 135 = 241$ kg,

$M = \frac{241 \cdot 210}{8} = 6330$ cm/kg,

W erforderlich $= \frac{6330}{1200} = 5{,}27$ cm³,

gewählt I N. P. 8 mit Wx = 19,4 cm³.

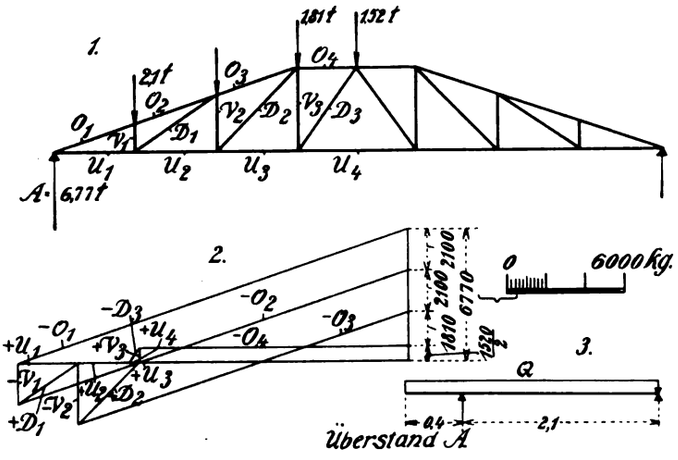


Fig. 16. Z. A.: Statische Berechnung der Eisenkonstruktion eines Pfannenschuppens.

Die Fetten werden als Gelenkfetten ausgebildet.

q = 155 — (10 + 1) = 144 kg/qm.

1. Normaler Fettenzug: l = 6,5 m; b = 2,1 m

$Q = 6{,}5 \cdot 2{,}1 \cdot 144 = 1970$ kg,

$M = \frac{1970 \cdot 650}{16} = 80\,000$ cm/kg,

W erforderlich $= \frac{80\,000}{1200} = 66{,}7$ cm³ = I N. P. 14.

In dem Endfeld ist das Moment:

$M = 1{,}5 \cdot 80\,000 = 120\,000$ cm/kg,

W erforderlich $= \frac{120\,000}{1200} = 100$ cm³ = I N. P. 16.

2. Trauffette (Fig. 16, Skz. 3).

$Q = 6{,}5 \cdot 2{,}5 \cdot 144 = 2340$ kg,

$Q_A = 2340 \cdot \frac{1{,}25}{2{,}1} = 1395 = \sim 1400$ kg,

$M = \frac{1400 \cdot 650}{16} = 57\,000$ cm/kg,

W erforderlich $= \frac{57\,000}{1200} = 47{,}5$ cm³ = I N. P. 12.

In dem Endfeld ist das Moment:

$M = 1{,}5 \cdot 57\,000 = 85\,500$ cm/kg,

W erforderlich $= \frac{85\,500}{1200} = 71{,}3$ cm³ = I N. P. 14.

3. Fette an der Laterne.

M = 40 000 cm/kg,

W erforderlich $= \frac{40\,000}{1200} = 33{,}4$ cm³ = ⌴ N. P. 10,

Endfeld $M = 1{,}5 \cdot 40\,000 = 60\,000$ cm/kg,

W erforderlich $= \frac{60\,000}{1200} = 50$ cm³ = ⌴ N. P. 12.

4. Fetten der Laterne.

Trauffette ohne Gelenk: l = 6,5 m; b = 0,75 m.

$Q = 6{,}5 \cdot 0{,}75 \cdot 144 = 710$ kg,

$M = \frac{710 \cdot 650}{8} = 57\,600$ cm/kg,

W erforderlich $= \frac{57\,600}{1200} = 48$ cm³ = ⌴ N. P. 12.

Mittelfette mit Gelenk:

M = 57 600 cm/kg = I N. P. 12,

Endfeld $M = 1{,}5 \cdot 57\,600 = 86\,400$ cm/kg,

W erforderlich $= \frac{86\,400}{1200} = 72$ cm³ = I N. P. 14.

Binder (Fig. 16, Skz. 1 und 2).

Knotenlasten:

$P_1 = P_2 = 2{,}083 \cdot 6{,}5 \cdot 155 = 2100$ kg,

$P_3 = \frac{2{,}083 + 1{,}5}{2} \cdot 6{,}5 \cdot 155 = 1810$ kg,

$P_4 = 1{,}5 \cdot 6{,}5 \cdot 155 = 1520$ kg,

$A = 2 \cdot 2{,}1 + 1{,}81 + \frac{1{,}52}{2} = 6{,}77$ t.

1 mm = 200 kg.

Kleinste Untergurtspannung ohne Schnee $= + 13{,}8 \cdot \frac{154 - 71}{154} = + 7{,}5$ t.

Dimensionierung.

Obergurt: $O_1 : O_3 = -21{,}2$ t; l = 2,2 m;

$J = 1{,}82 \cdot 21{,}2 \cdot 2{,}2^2 = 186{,}5$ cm⁴; F = 17,7 qcm;

gewählt $\overset{30}{\urcorner\llcorner}$ 2 ∠ 50/100/8 mm.

$O_4 = -13{,}8$ t; l = 3,0 m.

$J = 1{,}82 \cdot 13{,}8 \cdot 3^2 = 226$ cm⁴ = ⌴ 80/80/8 mm.

Untergurt:

$U_1 : U_4 = 20{,}0$ t; F = 16,7 qcm = 2 ∠ 65/65/9.

Vertikalen: $V_1 = -2{,}1$ t; l = 0,7 m,

$J = 1{,}82 \cdot 2{,}1 \cdot 0{,}7^2 = 1{,}87$ cm⁴

= 2 ∠ 45/45/5,

$V_2 = -3{,}2$ t; l = 1,4 m,

$J = 1{,}82 \cdot 3{,}2 \cdot 1{,}4^2 = 11{,}4$ cm⁴

= 2 ∠ 45/45/5,

$V_3 = +0{,}8$ t 2 ∠ 45/45/5.

Diagonalen:

$D_1 = +3{,}8$ t 2 ∠ 45/45/5,

$D_2 = +4{,}6$ t = 2 ∠ 45/45/5,

$D_3 = -1{,}0$ t; l = 2,6 m,

$J = 1{,}82 \cdot 1 \cdot 2{,}6^2 = 12{,}3$ cm⁴

= 2 ∠ 45/45/5 ⌴

Für die Laternenstäbe werden verwendet je 2 ∠ 44/45/5.

Kranträger (Fig. 17, Skz. 1 u. 2).

St. W. l = 6,5 m.

Laufkran 15 t Nutzlast.

Raddruck 11,5 t.

Radstand 2,1 m.

$A = 11{,}5 \cdot \frac{3{,}775 + 1{,}675}{6{,}5}$

$= 9{,}64$ t,

$M = 9{,}64 \cdot 2{,}725 = 26{,}3$ m/t,

$Mg = 6{,}5 \cdot 0{,}14 \cdot \frac{6{,}5}{8} = 0{,}74$ m/t,

$\Sigma M = 27{,}04$ m/t,

W erforderlich $= \frac{2\,704\,000}{1200} = 2260$ cm⁴,

gewählt Profil, Fig. 17, Skz. 2, mit W = 2310 cm³.

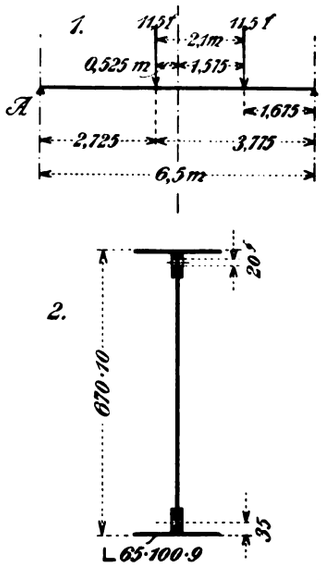


Fig. 17. Z. A.: Statische Berechnung der Eisenkonstruktion eines Pfannenschuppens.

$J_x = -670 \cdot 10 \ldots = 25\,064\ cm^4$

$4 \angle 65/100/9 \ldots = 57\,296\ ,$

$82\,360\ cm^4$

Nietabzug im Zugquerschnitt: $2{,}8 \cdot 2 \cdot 30^2 = 5\,050$

$77\,310\ cm^4$

$$W = \frac{77\,310}{33{,}5} = 2310\ cm^3.$$

Die Horizontalaussteifung erfolgt durch einen in der Obergurtebene angeordneten horizontalen Fachwerkträger.

Säulen. Stützenentfernung 6,5 m.

Wandwind $W = 9{,}5 \cdot 6{,}5 \cdot 125 = 7720$ kg; $\frac{3}{16} W = 1{,}45$ t. Dachwind $2{,}6 \cdot 6{,}5 \cdot 14 + 1 \cdot 6{,}5 \cdot 125 = 1050$ kg; verteilt sich zur Hälfte auf die beiden gegenüberliegende Säulenköpfe.

Der Wandwind ergibt sich zu $125 \cdot 6{,}5 = 813$ kg/lfdn. Säulenhöhe. Mit diesen Werten ergeben sich die Spannungen in den Säulenstielen wie folgt:

Kranbahnstiel (Fig. 18, Skz. 1 und 2):

$$-S_3 = -\left[8{,}35 \cdot 813 \cdot \frac{8{,}35}{2} + 525 \cdot 8{,}35 - 1450 \cdot 8{,}35\right] \cdot \frac{1}{0{,}75} = -27{,}6\ t,$$

$$-S_2 = -\left[6{,}01 \cdot 813 \cdot \frac{6{,}01}{2} + 525 \cdot 6{,}01 - 1450 \cdot 6{,}01\right] \cdot \frac{1}{0{,}75} = -12{,}2\ t,$$

$$-S_1 = -\left[3{,}67 \cdot 813 \cdot \frac{3{,}67}{2} + 525 \cdot 3{,}67 - 1450 \cdot 357\right] \cdot \frac{1}{0{,}75} = -2{,}8\ t.$$

Mittlere Spannung:

$$\frac{27{,}6 + 12{,}2 + 2{,}8}{3} = \frac{42{,}6}{3} = \infty - 14{,}2\ t.$$

Größter Auflagerdruck des Kranträgers:

$$11{,}5 + 11{,}5 \cdot \frac{4{,}4}{6{,}5} + 6{,}5 \cdot 0{,}14 = 11{,}5 + 7{,}8 + 0{,}91 = 20{,}21\ t.$$

Die größte Zugkraft im Kranbahnstiel der Leeseite ergibt sich zu:

$$+S_3 = \frac{1{,}975 \cdot 8{,}35}{0{,}75} = +22{,}0\ t - 0{,}91\ t = +21{,}09\ t,$$

$$+S_2 = \frac{1{,}975 \cdot 6{,}01}{0{,}75} = +15{,}81\ t - 0{,}91\ t = +14{,}9\ t,$$

$$+S_1 = \frac{1{,}975 \cdot 3{,}67}{0{,}75} = +9{,}65\ t - 0{,}91\ t = +8{,}74\ t.$$

Dimensionierung:

$-S_{max} = -27{,}6 - 20{,}21 = -47{,}81$ t.

Größte Knickspannung nach früher:

$S = -34{,}4\ t = -20{,}2 - 14{,}2,$

$J = 2{,}33 \cdot 34{,}4 \cdot 5{,}5^2 = 2430\ cm^4,$

gewählt I N.P. 24 mit $J_x = \ldots 4239\ cm^4,$

$J_y = \ldots 220\ ,$

$F = \ldots 41{,}6$ qcm.

Größte Zugspannung im Kranbahnstiel der Leeseite $= +21{,}09$ t,

$$F = 46{,}1 - 2 \cdot 1{,}31 \cdot 1{,}6 = 41{,}9\ qcm,$$

$$k_d = \frac{47\,810}{46{,}1} = 1040\ kg/qcm, \quad k_z = \frac{21\,090}{41{,}9} = 504\ kg/qcm.$$

Wandstiel (Fig. 18, Skz. 3).

1. auf der Windseite:

$$S_1 = \left[2{,}48 \cdot 813 \cdot \frac{2{,}48}{2} + 525 \cdot 2{,}48 - 1450 \cdot 2{,}48\right] \cdot \frac{1}{0{,}75} = +0{,}28\ t,$$

$$S_2 = \left[4{,}82 \cdot 813 \cdot \frac{4{,}82}{2} + 525 \cdot 4{,}82 - 1450 \cdot 4{,}82\right] \cdot \frac{1}{0{,}75} = +0{,}65\ t,$$

$$S_3 = \left[7{,}16 \cdot 813 \cdot \frac{7{,}16}{2} + 525 \cdot 7{,}16 - 1450 \cdot 7{,}15\right] \cdot \frac{1}{0{,}75} = +18{,}9\ t,$$

$$S_4 = \left[9{,}5 \cdot 813 \cdot \frac{9{,}5}{2} + 525 \cdot 9{,}5 - 1450 \cdot 9{,}5\right] \cdot \frac{1}{0{,}75} = +27{,}9\ t.$$

Als Vertikalbelastung durch das Dach ergibt sich:

$P = 6{,}5 \cdot 7{,}75 \cdot 155 = -7{,}8$ t, inkl. Schnee,

$$P = 7{,}8 \cdot \frac{84}{155} = -4{,}25\ t, \text{ ohne Schnee},$$

$+S_{max} = +27{,}9 - 4{,}25 = +23{,}65$ t.

2. auf der Leeseite:

$$S_1 = -1{,}975 \cdot \frac{2{,}48}{0{,}75} = -6{,}53\ t,$$

$$S_2 = -1{,}975 \cdot \frac{4{,}82}{0{,}75} = -12{,}8\ t,$$

$$S_3 = -1{,}975 \cdot \frac{7{,}16}{0{,}75} = -18{,}85\ t,$$

$$S_4 = -1{,}975 \cdot \frac{9{,}5}{0{,}75} = -25{,}0\ t.$$

Dachlast: $P = -7{,}8$ t; $-S_{max} = -32{,}8$ t.

Der Wandstiel ist seitlich durch die Wandriegel gehalten:

$l_1 = 3{,}5$ m; $l_2 = 1{,}2$ m,

$J_1 = 2{,}33 \cdot 32{,}8 \cdot 3{,}5^2 = 935\ cm^4,$

$J_2 = 2{,}33 \cdot 32{,}8 \cdot 1{,}2^2 = 110\ cm^4.$

(Fortsetzung folgt.)

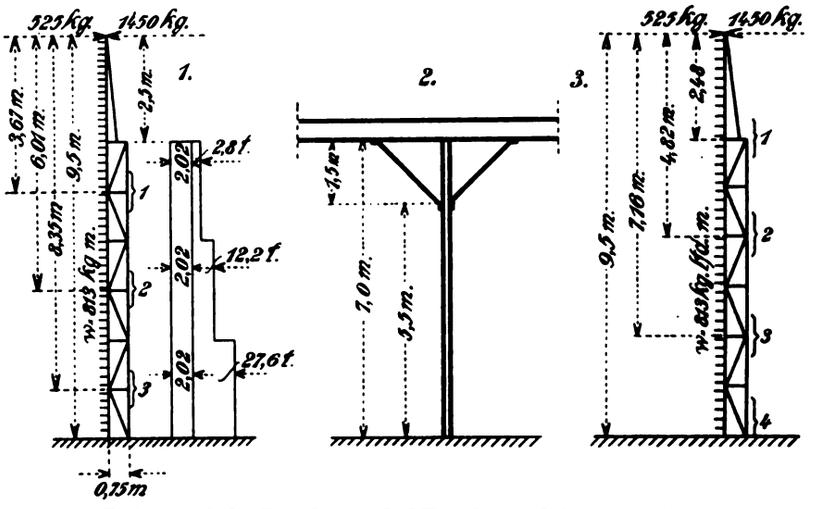


Fig. 18. Z. A.: Statische Berechnung der Eisenkonstruktion eines Pfannenschuppens.

Einiges über Pendelberechnungen.

Von Prof. **A. Pfeiffer** in **Kaiserslautern.**

Mit Abbildung, Fig. 19.

Zusammenfassung. Es werden die Formeln für die Berechnung von Pendeln entwickelt und dann wird an Hand eines Beispieles deren Anwendung gezeigt. Eine Tabelle gibt die gebräuchlichen Pendellängen, Ausschlagszahlen usw.

Das Pendel spielt in seiner Anwendung als Zeitmesser und Regulator in der Uhrmacherei bekanntlich eine der wichtigsten Rollen und seine Berechnung läßt sich auf einigen Grundgesetzen und Hauptgleichungen aufbauen.

Denkt man sich einen schweren Punkt c an einem gewichtslosen Faden a c im Punkte a befestigt (siehe Fig. 19), so gelangt man zur Vorstellung eines einfachen oder mathematischen Pendels. Hierbei sollen folgende Bezeichnungen gelten:

α = Elongations- oder Ausschlagswinkel,
l = Pendellänge,
$g = 9{,}81$ m = Beschleunigung des freien Falles,
T = Schwingungszeit = zweifache Ausschlagszeit.

Ferner sei hier hervorgehoben, daß die Zurücklegung des Weges von c_0 nach c_2 mit dem Namen Pendelausschlag bezeichnet wird. Eine Schwingung $c_1 — c_2$ besteht hiernach aus zwei Pendelausschlägen, was in der Literatur manchmal verschiedene Auslegung erfährt.

Als stabile Gleichgewichtslage erkennt man die Lage a c_0, während die Lagen a c_1 und a c_2 Ruhelagen genannt werden.

Um zu ersehen, wie sich das Pendel während seiner Gangzeit bewegt, müssen wir die Gleichung aufstellen für die Schwingungszeit pro Pendelschwingung. Dieselbe lautet bekanntlich:

$$T = \pi \cdot \sqrt{\frac{e}{g}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 1.$$

der den Bogen durchlaufende Punkt c hat zwar einen etwas längeren Weg zurückzulegen und wird deshalb etwas mehr Zeit gebrauchen, jedoch wird der Unterschied um so kleiner sein, je geringer die Abweichung der Bogenbahn von der Horizontalbahn, d. h. je kleiner der ganze Schwingungswinkel ist.

Für sehr kleine Schwingungswinkel kann daher der Satz gelten: Die Schwingungsdauer ist unabhängig von der Schwingungsweite. Damit ein Pendel Sekunden schwinge, also T = 1 sei,

müßte sein: $$l = l_1 = \frac{g}{\pi^2},$$

An einem Orte, wo nun g = 9,81 m in der Sekunde beträgt, wäre

sodann: $$l_1 = \frac{9{,}81}{\pi^2} = \frac{9{,}81}{3{,}1415^2} = 0{,}9940 \text{ m}.$$

Mit Rücksicht auf die endliche Größe α ist aber die Länge des Sekundenpendels etwas kleiner; nach der höheren Rechnungsweise z. B. ist für $\alpha = 0^0 \ldots l_1 = 0{,}994$ m; $\alpha = 2^0 \ldots l_1 = 0{,}9938$; $\alpha = 4^0 \ldots l_1 = 0{,}9934$ und $\alpha = 6^0 \ldots l_1 = 0{,}9926$ m.

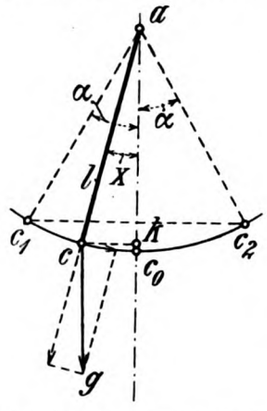


Fig. 19. Z. A.: Einiges über Pendelberechnungen.

Wegen des Luftwiderstandes ist l_1 noch etwas kleiner.

Nachstehend sei nun ermittelt, in welcher Weise eine Veränderung des Pendels und seiner Schwingungen Einfluß auf den Gang einer Uhr ausübt; denn das Pendel ist ein um so vollkommener Zeitmesser, als eine Umänderung von α die Schwingungszeit T nicht alteriert.

In der Uhrmacherei besteht in den meisten Fällen die zu lösende Aufgabe darin, daß man für eine gegebene Ausschlagszeit T die zugehörige Pendellänge berechnen soll.

Es sei daher: T = die Ausschlagszeit für ein Pendel in Sek.; l = dessen Länge; T_1 = die Ausschlagszeit eines anderen Pendels; l_1 = die zugehörige Länge.

Dann ist nach Gleichung 1:

$$T = \pi \cdot \sqrt{\frac{l}{g}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 2.$$

$$T_1 = \pi \cdot \sqrt{\frac{l_1}{g}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 3.$$

oder Gleichung 2 dividiert durch Gleichung 3 ergibt:

$$\frac{T}{T_1} = \sqrt{\frac{l}{l_1}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 4.$$

oder umgekehrt: $$\frac{l}{l_1} = \left(\frac{T}{T_1}\right)^2 \quad \ldots\ldots\ldots \quad 5.$$

Diese Gleichungen drücken nun die Pendelgesetze aus. Die Länge l_1 des Sekundenpendels ist für verschiedene Orte der Erde bekannt; sie beträgt $l_1 = 991$ mm am Äquator und $l_1 = 996$ mm an den beiden Polen.

Für Zwecke der Uhrmacherei nimmt man für $l_1 = 994$ bis 995 mm an. Es kann daher eine beliebige Pendellänge berechnet werden nach der Gleichung: $l^2 = l_1 \cdot \frac{T^2}{T_1}$

oder: für $l_1 = 994$ und für $T_1 = 1$ ist: $l = 994 \cdot \frac{T^2}{1^2} = 994\ T^2$.

Für Überschlagsrechnungen genügt die Gleichung: $l = T^2$ in m. In den meisten Fällen ist die Anzahl der Ausschläge pro Stunde gegeben. Es sei n = Anzahl der Pendelausschläge pro Stunde eines beliebigen Pendels und $n_1 = 3600$ = Anzahl der Pendelausschläge pro Stunde des Sekundenpendels.

Dann ist: $n \cdot T = 3600$, oder $T = \frac{3600}{n}$, $T_1 = \frac{3600}{n_1}$.

Diese Werte für T und T_1 in die Gleichungen 2 und 3 eingeführt,

ergibt: $$\frac{n_1}{n} = \sqrt{\frac{l}{l_1}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 6.$$

und auch: $$\frac{l}{l_1} = \left(\frac{n_1}{n}\right)^2 \quad \ldots\ldots\ldots \quad 7.$$

Für $l_1 = 994$ und $n_1 = 3600$ erhält man:

$$l = 994 \cdot \left(\frac{3600}{n}\right)^2 \quad \ldots\ldots\ldots \quad 8^*).$$

Tabelle I der gebräuchlichen Pendellängen.

n	l mm	△ mm	n	l mm	△ mm
20000	32,2	0,04	7400	235,2	0,32
19000	35,7	0,05	7300	241,7	0,33
18000	39,8	0,05	7200	248,5	0,34
17500	42,1	0,06	7100	255,5	0,35
17000	44,6	0,06	7000	262,9	0,36
16500	47,3	0,07	6900	270,5	0,37
16000	50,0	0,07	6800	278,6	0,38
15500	53,6	0,07	6700	286,9	0,39
15000	57,3	0,08	6600	295,7	0,40
14500	61,3	0,08	6500	304,9	0,41
14000	65,7	0,09	6400	314,5	0,43
13500	70,7	0,09	6300	324,5	0,44
13000	76,2	0,10	6200	335,1	0,46
12500	82,4	0,11	6100	346,2	0,47
12000	89,5	0,12	6000	357,8	0,48
11500	97,4	0,13	5900	370,0	0,50
11000	106,5	0,14	5800	382,9	0,52
10500	116,8	0,16	5700	396,4	0,54
10000	128,8	0,18	5600	410,7	0,56
9900	131,4	0,18	5500	425,8	0,58
9800	134,1	0,18	5400	440,1	0,60
9700	136,9	0,19	5300	458,5	0,62
9600	139,8	0,19	5200	473,3	0,65
9500	142,7	0,19	5100	495,2	0,67
9400	145,8	0,20	5000	515,2	0,70
9300	148,9	0,20	4900	536,5	0,73
9200	152,2	0,21	4800	559,1	0,76
9100	155,5	0,21	4700	583,1	0,79
9000	159,0	0,22	4600	608,7	0,83
8900	162,6	0,22	4500	636,1	0,86
8800	166,3	0,23	4400	665,3	0,90
8700	170,2	0,23	4300	696,7	0,95
8600	173,7	0,24	4200	730,2	0,99
8500	178,3	0,24	4100	766,2	1,04
8400	182,5	0,25	4000	805,0	1,09
8300	187,0	0,25	3950	825,5	1,12
8200	191,5	0,26	3950	846,8	1,15
8100	196,3	0,27	3850	869,0	1,18
8000	201,3	0,27	3800	892,0	1,21
7900	206,4	0,28	3750	915,0	1,25
7800	211,7	0,29	3700	940,1	1,28
7700	217,2	0,30	3650	966,8	1,31
7600	223,0	0,30	3600	993,9	1,36
7500	229,0	0,31			

*) Für einfache gröbere Berechnungen ist auch:

$$l = \left(\frac{3600}{n}\right)^2.$$

(Fortsetzung folgt.)

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

46. Jahrgang. Nr. 11. Begründet von W. H. Uhland. 13. März 1913.

Allgemeiner Teil mit Berechnungen etc. (14 Tages-Ausgabe).

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Die Koks-Separationsanlage für das städtische Gaswerk zu Cassel.

Mit Zeichnungen auf Tafel 12.

Zusammenfassung. Das in Eisenfachwerk mit Mauersteinausfüllung und Beton-Eisendecken ausgeführte Gebäude ist so eingeteilt und maschinell auch so eingerichtet, daß Koks und Schlacke getrennt ausfallen. Erstere werden dann noch sortiert und aus den Sammelzellen der Siloanlage für sich in Verladeausläufe abgelassen. Auch Vorrichtungen zum Absacken der Koke sind vorgesehen.

Gewissermaßen zur Ergänzung des Berichtes über die Neueinrichtungen des städtischen Gaswerkes zu Cassel*) geben wir auf Tafel 12 nach Originalen der Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft vorm. Beck & Henkel in Cassel, die Zeichnungen der zu obiger Anlage gehörigen Koks-Separation.

Der Verfasser der ersten Abhandlung, Regierungsbaumeister L. Kropf in Cassel, beschreibt die Separationsanlage wie folgt:

„Das zur Aufnahme der Koks-Separationsanlage errichtete Gebäude setzt sich über dem Auslauf des mittleren Förderkanals am Ende der Gurtförderer- und Hängebahn-Anlage A an. Auf der dort vertieften Betonsohle, und weiter nach dem hinteren Teil des Gaswerkes hin, erstreckt sich der Aufbau in 12 m Länge auf eine Breite von 4 m, so daß noch 3,7 m vor der Pfeilerfront des Koksschuppens frei bleiben. Auf dem Sockel aus Beton ist ein eiserner Fachwerksbau aus I-Stützen, Riegeln und Streben aufgesetzt und mit Ziegelmauerwerk ausgekleidet. Unterstock A und Mittelstock B werden durch eine Betondecke geschieden; der Oberstock D befindet sich über einer Decke von Holz auf querlaufenden doppelten [-Eisen über [-Eisen-Längsträgern und ist oben mit Wellblech überdacht.

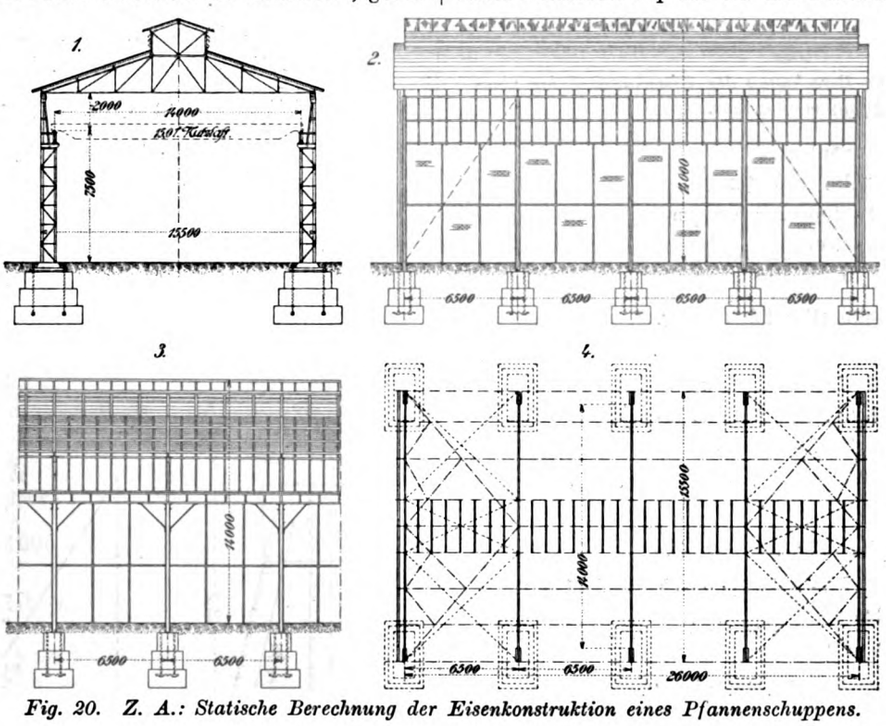


Fig. 20. Z. A.: Statische Berechnung der Eisenkonstruktion eines Pfannenschuppens.

In der Mitte der Längswände des höheren Teiles vom Oberstock sind auf je zwei [-Eisen die Wellen für die beiden Elevatoren a a_1 gelagert, während sie auf einem mittleren Standbock zusammenstoßen. Dort befinden sich die Vorrichtungen für Antrieb, Transmissionen und Zahnräder.

Für das Kokssortier-Getriebe oben sind zwei Rüttelsiebvorrichtungen so aneinandergestellt, daß ihre Gesamtwirkung sich ausgleicht und die Stöße auf das Bauwerk fast ganz aufgehoben sind. Durch das obere Sieb b wird der Stückkoks abgesetzt; durch ein unteres Sieb c werden Koke von drei Korngrößen hindurchgeführt. Solche haben als Grieß bis 0,8 cm, als Perlkoks bis 2,0 cm und als Nußkoks II bis 4,0 cm Durchmesser, am Ende läuft dann Nuß I mit 4,0 bis 6,0 cm Korngröße ab.

*) Vgl. Tafel 27 und Text in Heft 13 des P. M.-K. 1912.

Die Schlacke wird am Elevatorausgang mit einem Siebeinsatz d für Korngrößen bis zu etwa 2 cm gesondert. Der dabei ausgelesene Koks kann durch einen Schlauch e mit Einwurfkasten in den unteren Raum fallen.

Die durch Fachwerk-Querwände getrennten Kokssilos C nehmen den größeren Teil des Mittelraumes ein. Ihr Unterboden ist nach beiden Längswänden des Gebäudes zu in einer Neigung 3 : 5 ungleichseitig abgesetzt und sitzt auf den I-Eisen-Pfetten eines Gitterfachwerks, das dem tiefer gelegenen Teil des Unterraumes gleichsam als Überdachungsträger dient. An die geneigten Unterböden der Silos schließen sich an beiden Längsseiten des Gebäudes eiserne Ausläufe f f_1 an. An den Durchlaufstellen sind senkrechte Verschlußschieber g angebracht, die mittels Seil- und Triebrädern an Zahnstangen bewegt werden.

Der Ausfall der Koksmassen erfolgt nach der dem Koksschuppen zugewandten Siloseite f in Eisenbahnwagen, auf der dem Schuppen abgewandten Seite aber in Fuhrwerke f_1. Beiderlei Ladungen werden auf Waagen abgewogen, die auf massiven vierseitig umschlossenen Unterbauten aus Beton errichtet sind und bis auf 2,5 m bezw. 2,2 m unter Pflasterboden reichen. Der Mittelraum B dient in seinem Unterteile besonders zur Aufnahme von einigen Vorrichtungen für Abfüllung von Koks in Säcke (links), sowie zur Aufnahme einiger Gefäße u. dgl. und eines Staubsaugers; er ist mit Fenstern aus Eisen versehen und mit einer eisernen Tür verschließbar.

Der Zu- und Abgang für den Oberraum ist durch eine zweiläufige eiserne Stufentreppe hergestellt.

Statische Berechnung der Eisenkonstruktion eines Pfannenschuppens.

Von **Franz Lieber.**

Mit Zeichnungen auf Tafel 11, und Abbildungen, Fig. 20 bis 24.

(Fortsetzung aus Heft 5.)

Gewählt der Querschnitt, Fig. 22, Skz. 1, aus 2 ⌴ N. P. 12 mit

$$J_x = 728 \text{ cm}^4 = J_2; \quad J_y = 3764 \text{ cm}^4 = J_1,$$

$$F = 34{,}0 \text{ qcm und } F' = 28{,}24 \text{ qcm}.$$

$$k_d = \frac{32\,800}{34} = 965 \text{ kg/qcm}; \quad k_z = \frac{23\,650}{28{,}24} = 840 \text{ kg/qcm}.$$

Obere Säulenstrebe (Abb. Fig. 22, Skz. 2 u. Fig. 20).

1. Windseite:

$$S = \left[2{,}5 \cdot 813 \cdot \frac{2{,}5}{2} + 525 \cdot 2{,}5 - 1450 \cdot 2{,}5\right] \cdot \frac{1}{0{,}28} \cdot \frac{252}{250} = +0{,}8 \text{ t}$$

2. Leeseite:

$$S = 1{,}975 \cdot \frac{2{,}5}{0{,}28} \cdot \frac{252}{250} = +17{,}8 \text{ t},$$

gewählt 2 ∠ 60/60/8 mit $F' = 2 \times 7{,}43 = 14{,}86$ qcm,

$$k_z = \frac{17\,800}{14{,}86} = 1200 \text{ kg/qcm}.$$

Die Vertikalen werden gebildet aus ∠ 40/60/5.

Diagonalen (Abb. Fig. 22, Skz. 5).

Größte Querkraft: $7720 + 525 - 1450 = 6795$ kg.

$$S = -6795 \cdot \frac{142}{75} = -12{,}9 \text{ t},$$

$$J = 2{,}33 \cdot 12{,}9 \cdot 1{,}4^2 = 59 \text{ cm}^4,$$

gewählt 4 ∠ 40/60/5 durch Schnallen auf halbe Knicklänge verkürzt.

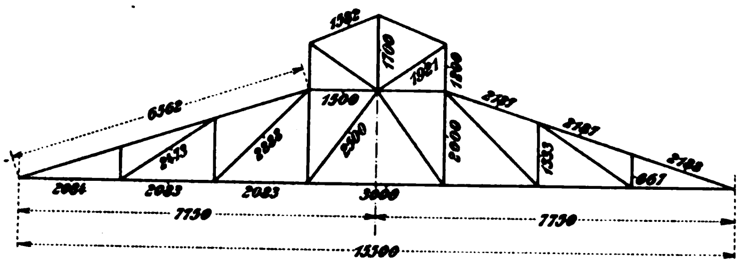


Fig. 21. Z. A.: Statische Berechnung der Eisenkonstruktion eines Pfannenschuppens.

Säulenfuß.

Fußplattengröße gewählt: 420 × 2000.

$$F = 42 \cdot 200 = 8400 \text{ qcm},$$

$$W = \frac{42 \cdot 200^2}{6} = 280\,000 \text{ cm}^3.$$

Windseite (Fig. 22, Skz. 3).

$$M_w = 9{,}5 \cdot 0{,}813 \cdot 5{,}25 + 0{,}525 \cdot 10 - 1{,}45 \cdot 10 = 31{,}25 \text{ m/t},$$

$$M_r = (20{,}2 - 4{,}25) \cdot 0{,}375 = 5{,}98 \text{ m/t},$$

$$\Sigma M = 31{,}25 + 5{,}98 = 37{,}23 \text{ m/t},$$

$$\Sigma V = 25{,}45 \text{ t},$$

$$k = \frac{25\,450}{8400} \pm \frac{3\,723\,000}{280\,000} = 3{,}04 \pm 13{,}3 = 16{,}3 \text{ kg/qcm}.$$

Leeseite (Fig. 22, Skz. 4).

$$M_w = 1{,}975 \cdot 10 + [7{,}8 - 0{,}91] \cdot 0{,}375 = 22{,}34 \text{ m/t},$$

$$k = \frac{9710}{4800} \pm \frac{2\,234\,000}{280\,000} = 1{,}16 \pm 8 = 9{,}16 \text{ kg/qcm}.$$

Verankerung (Fig. 24, Skz. 2).

Ankerentfernung: 1,8 m,

$$\text{Ankerzug} = \frac{31{,}25}{1{,}8} = 17{,}4 \text{ t};$$ gewählt 2 Rundeisen, Durchm. 1 ¾″,

$$k = \frac{17\,400}{2 \times 11{,}31} = 770 \text{ kg/qcm}.$$

1. ⊔ - Eisen:

$$P = 37{,}5 \cdot 42 \cdot 12{,}5 = 19{,}7 \text{ t}, \quad M = 19{,}7 \cdot 20 = 394 \text{ cm/t},$$

$$W = \frac{394\,000}{1200} = 329 \text{ cm}^3,$$

gewählt 2 ⊔ N. P. 20 mit $W_x = 2 \cdot 191 = 382$ cm³.

2. Blechkonsole:

$$P = 62{,}5 \cdot 42 \cdot 12{,}5 = 32{,}8 \text{ t}, \quad M = 32{,}8 \cdot 34{,}5 = 1130 \text{ cm/t},$$

$$W = \frac{1\,130\,000}{1200} = 943 \text{ cm}^3 = 2 \times 472 \text{ cm}^3.$$

Vorhandener Querschnitt (Fig. 24, Skz. 1):

x = 40 · 20	. . . . . .	=	800
15,1 · 37,7	. . . . . .	=	570
32,2 · 10	. . . . . .	=	322
87,3			1692

$$\frac{1692}{87{,}3} = 19{,}4 \text{ cm},$$

$J_x = -$ 400/10	. . . .	5343 cm⁴
∠ 80/80/10	. . . .	87,5 „
„ „ 15,1 · 18,3²	. .	5050,0 „
⊔ N. P. 20	. . . .	1911,0 „
„ „ 32,2 · 9,4²	. . . .	2840,0 „
		15 232 cm⁴.

Nietabzug: $1{,}85 \cdot 1{,}6\,[13{,}4^2 + 5{,}4^2] = 619$ cm⁴, oder
$2 \cdot 1{,}6 \cdot 16{,}1^2 = 830$ cm⁴,
$J' = 15\,232 - 830 = 14\,402$ cm⁴,

$$W_{min} = \frac{14\,402}{20{,}6} = 698 \text{ cm}^3.$$

Fundamentberechnung (Fig. 23, Skz. 1).

$G_1 = 2{,}7 \cdot 1{,}2 \cdot 1{,}0 \cdot 2$	. . . .	6,46 t
$G_2 = 3{,}3 \cdot 1{,}8 \cdot 1{,}0 \cdot 2$	. . . .	11,89 „
$G_3 = 3{,}9 \cdot 2{,}2 \cdot 1{,}0 \cdot 2$	. . . .	17,16 „
		35,51 t,

auflastende Fachwand in 3,0 m Breite gerechnet:

$$6{,}5 \cdot 3 \cdot 250 + 3 \cdot 3 \cdot 40 = 5{,}24 \text{ t}.$$

1. Fundament der Windseite (Fig. 23, Skz. 2 u. Fig. 20):

$$M_H = 9{,}5 \cdot 0{,}813 \cdot 8{,}25 + 0{,}525 \cdot 13 - 1{,}45 \cdot 13 = 51{,}78 \text{ m/t},$$

$$M_V = [20{,}2 - 9{,}49] \cdot 0{,}375 = 4{,}015 \text{ m/t},$$

$$\Sigma M = 55{,}795 \text{ m/t}, \quad \Sigma V = 66{,}2 \text{ t} = R.$$

$$x = \frac{55{,}795}{66{,}2} = 0{,}843 \text{ m}, \quad x_1 = 1{,}95 - 0{,}843 = 1{,}107 \text{ m},$$

$$k = \frac{2 \cdot 66\,200}{3 \cdot 220 \cdot 110{,}7} = 1{,}82 \text{ kg/qcm}.$$

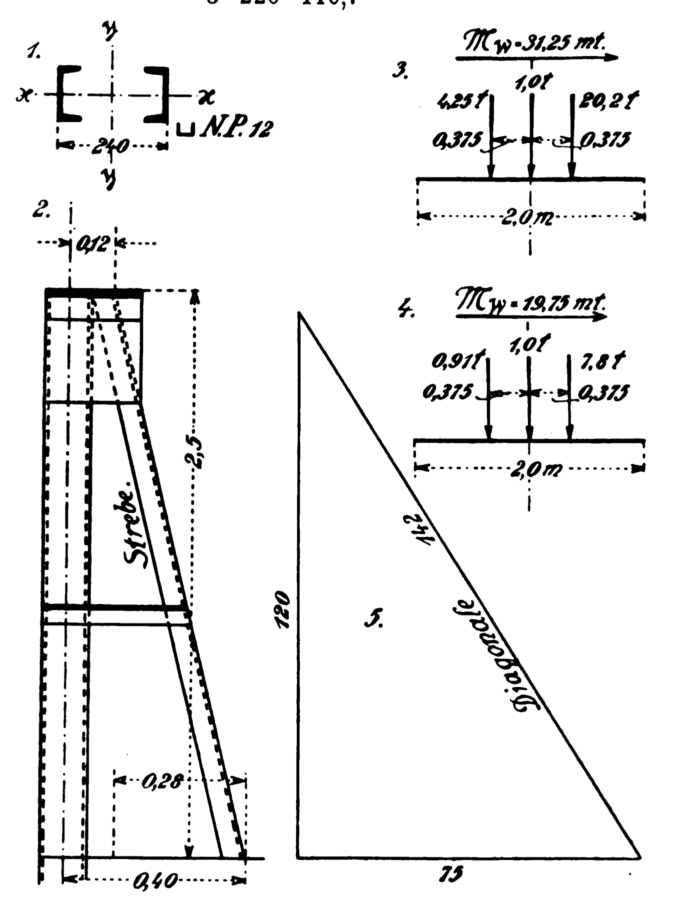


Fig. 22. Z. A.: Statische Berechnung der Eisenkonstruktion eines Pfannenschuppens.

2. Fundament auf Leeseite (Fig. 23, Skz. 3):

$$M_H = 1{,}975 \cdot 13 = 25{,}7 \text{ m/t},$$

$$M_V = [13{,}04 - 0{,}91] \cdot 0{,}375 = 4{,}55 \text{ m/t},$$

$$\Sigma M = 25{,}7 + 4{,}55 = 30{,}25 \text{ m/t}, \quad \Sigma V = 50{,}46 \;,$$

$$x = \frac{30{,}25}{50{,}46} = 0{,}6 \text{ m}, \quad x_1 = 1{,}95 - 0{,}6 = 1{,}35 \text{ m},$$

$$k = \frac{2 \cdot 50\,460}{3 \cdot 220 \cdot 135} = 1{,}13 \text{ kg/qcm}.$$

Ankerbelastung (Fig. 23, Skz. 4).

$$A = \frac{35{,}5}{2{,}85} \cdot 1{,}95 = 24{,}3 \text{ t.}$$

Fachwände (vgl. Fig. 20 u. 21).

1. Längswände:

Riegel 1: l = 6,5 m, b = 3,4 m,

$$Q = 6{,}5 \cdot 3{,}4 \cdot 125 = 2760 \text{ kg},$$

$$M = \frac{2760 \cdot 650}{8} = 225\,000 \text{ cm/kg},$$

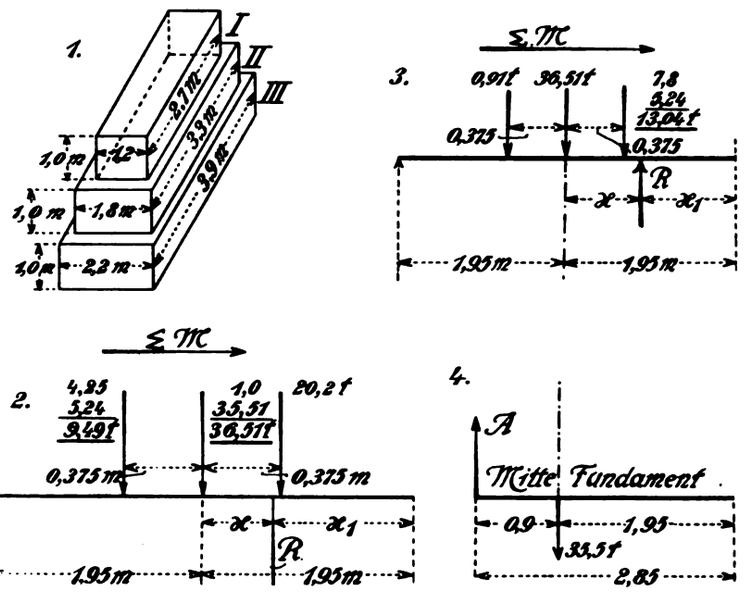


Fig. 23. Z. A.: Statische Berechnung der Eisenkonstruktion eines Pfannenschuppens.

$$W = \frac{225\,000}{1200} = 187 \text{ cm}^3, \text{ I N. P. 20 mit } W_x = 214 \text{ cm}^3.$$

Riegel 2: l = 6,5 m, b = 2,45,

$$Q = 6{,}5 \cdot 2{,}45 \cdot 125 = 1990 \text{ kg},$$

$$M = \frac{1990 \cdot 650}{8} = 162\,000 \text{ cm/kg},$$

$$W = \frac{162\,000}{1200} = 135 \text{ cm}^3, \text{ I N. P. 18.}$$

Riegel 3: l = 6,5 m, b = 1,3 m,

$$Q = 6{,}5 \cdot 1{,}3 \cdot 125 = 1060 \text{ kg},$$

$$M = \frac{1060 \cdot 650}{8} = 86\,000 \text{ cm/kg},$$

W = 72 cm³, I N. P. 14.

Riegel 4: I N. P. 14.

Zwischenstiele: I N. P. 14.

(Schluß folgt.)

Einiges über Pendelberechnungen.

Von Prof. **A. Pfeiffer** in **Kaiserslautern.**

Mit Abbildungen, Fig. 25 u. 26.

(Fortsetzung aus Heft 5.)

Diese Gleichungen müssen in der Weise verallgemeinert werden, daß man an Stelle des mathematischen Pendels das materielle Pendel treten lassen kann.

Die Tabelle I in Heft 5 ist nach Gleichung 8 berechnet und enthält die in der Praxis gebräuchlichsten Werte, von 20000 bis 3600 Schwingungen pro Stunde.

In der Tabelle bedeutet: n = die Anzahl der Ausschläge pro Stunde; l = die Pendellänge in mm und Δ = eine Zahl, welche angibt, um wieviel mm das Pendel verlängert oder verkürzt werden muß, wenn die damit ausgerüstete Uhr in 24 Stunden eine Minute vor- oder nachgehen sollte.

Nunmehr folgen in der weiteren Tabelle II die zusammengehörigen gebräuchlichsten Werte von T und l und zwar T = die Schwingungsdauer in Sek., l = die Pendellänge in mm und zwar ist bei der Berechnung g = 9,809012 angesetzt worden.

Tabelle II.

T sek.	l mm	T sek.	l mm	T sek.	l mm
0,20	39,8	0,85	718,7	1,45	2091,6
0,25	62,2	0,90	805,7	1,50	2238,3
0,30	89,5	0,95	897,8	1,55	2390,0
0,35	121,8	1,00	994,8	1,60	2546,6
0,40	159,2	1,05	1096,7	1,65	2708,3
0,45	201,4	1,10	1203,7	1,70	2874,9
0,50	248,7	1,15	1315,6	1,75	3046,6
0,55	300,9	1,20	1432,5	1,80	3223,2
0,60	358,1	1,25	1554,4	1,85	3404,7
0,65	420,3	1,30	1681,2	1,90	3591,2
0,70	487,4	1,35	1813,0	1,95	3782,7
0,75	559,5	1,40	1949,8	2,00	3979,2
0,80	636,6				

Betrachtet man jetzt das zusammengesetzte Pendel und seine Beziehungen zum einfachen Pendel, so geht folgendes daraus hervor:

Ein Körper, der um eine horizontale Achse drehbar ist, und der sich so in der stabilen Gleichgewichtslage befindet, daß sein Schwerpunkt senkrecht unter dem Schwingungsmittelpunkte liegt, stellt ein zusammengesetztes Pendel dar.

Zur Beurteilung der Schwingungsgesetze eines solchen Körpers bezeichnet man mit: M = die Masse des Körpers; G = sein Gewicht; P = die Kraft, welche auf M wirkt und p = die hierdurch hervorgerufene Beschleunigung.

Darnach ist nach den Gesetzen der Mechanik:

$$M = \frac{G}{g} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots 9.$$

und

$$P = M \cdot p \quad \ldots\ldots\ldots\ldots 10.$$

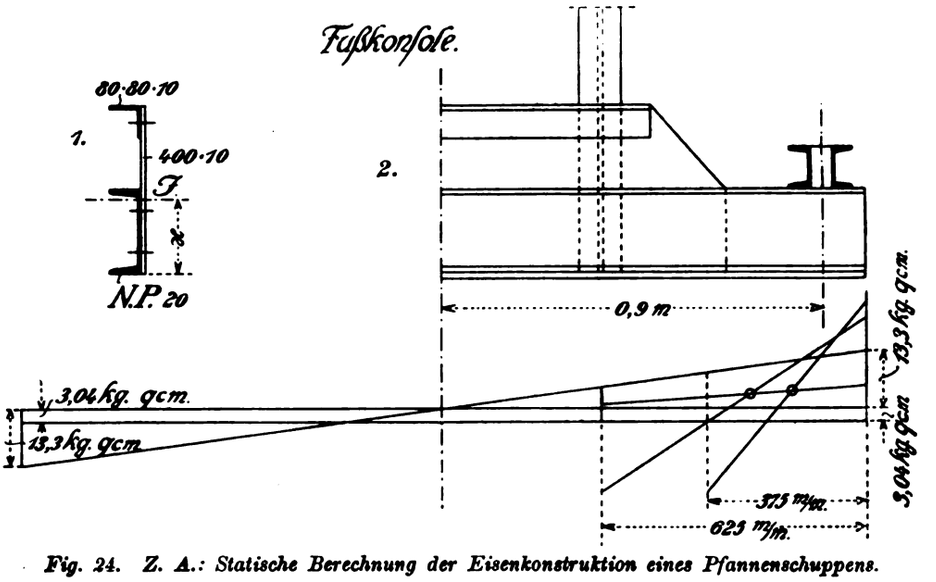


Fig. 24. Z. A.: Statische Berechnung der Eisenkonstruktion eines Pfannenschuppens.

Dreht sich ein Körper unter dem Einfluß der konstanten Kraft P, welche nach Fig. 25 am Hebel h angreift, um eine Achse A, so beschreiben alle Punkte desselben Kreise, deren Ebenen senkrecht zu dieser Achse A stehen und deren Mittelpunkte in dieser Achse liegen.

Die Geschwindigkeit und Beschleunigung, welche ein Punkt auf seinem Kreise hat, nennt man Umfangsgeschwindigkeit bzw. Umfangsbeschleunigung. Ein Punkt in der Entfernung l von A

hat eine Winkelgeschwindigkeit und Winkelbeschleunigung, daher sei q = die Winkelbeschleunigung.

Für die Massenelemente m_1, m_2, m_3, m_4 ...., die in der Entfernung r_1, r_2, r_3, r_4 .... von der Achse A liegen, hat man die Umfangsbeschleunigungen:

$$r_1 \cdot q,\ r_2 \cdot q,\ r_3 \cdot q,\ r_4 \cdot q \ \ldots\ .$$

denen die Kräfte entsprechen:

$$P_1 = r_1 \cdot q \cdot m_1;\ P_2 = r_2 \cdot q \cdot m_2;\ P_3 = r_3 \cdot q \cdot m_3;\ \text{usw.}$$

Soll die Wirkung dieser Kräfte vernichtet werden durch P . h, dann ist:

$$P \cdot h = P_1 \cdot r_1 + P_2 \cdot r_2 + P_3 \cdot r_3 + \ldots \quad 11.$$

oder

$$P \cdot h = q \cdot (r_1^2 \cdot m_1 + r_2^2 \cdot m_2 + r_3^2 \cdot m_3 + \ldots) \quad 12.$$

Wenn man nun das Produkt $r_1^2 \cdot m_1 = J_1$ inbezug auf die Drehungsachse A das Trägheitsmoment des Massenelementes nennt, dann ist die Summe aller dieser Trägheitsmomente auch das Trägheitsmoment J des ganzen Körpers.

Es ist dann also:

$$J = (r_1^2 \cdot m_1 + r_2^2 \cdot m_2 + r_3^2 \cdot m_3 + \ldots) \quad 13.$$

oder

$$J = J_1 + J_2 + J_3 + \ldots \quad 14.$$

Also ist:

$$P \cdot h = q \cdot J \quad 15.$$

oder

$$q = \frac{P \cdot h}{J} \quad 16.$$

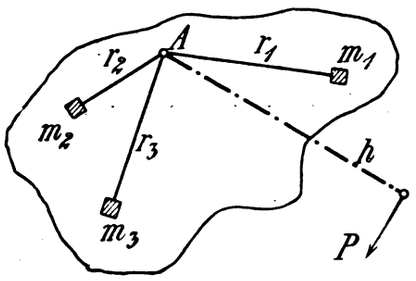


Fig. 25.

Jedem Körper entspricht somit ein bestimmtes Trägheitsmoment, dessen Größe berechnet werden kann, wenn die geometrische Form des Körpers bekannt ist.

Dies sei an folgenden Beispielen gezeigt:

a) ein stabförmiger Körper von beliebigem Querschnitt,

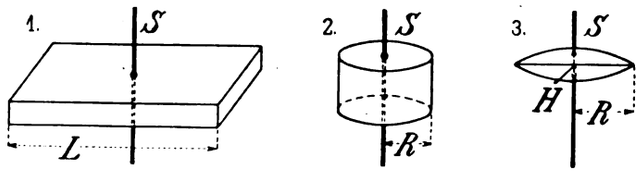


Fig. 26.

Fig. 25 u. 26. Z. A.: Einiges über Pendelberechnungen.

dessen Höhendimension im Vergleich zur Länge sehr klein ist (siehe Fig. 26, Skz. 1), hat inbezug auf seine Schwerpunktsachse S ein Trägheitsmoment:

$$J_0 = \frac{M}{12} \cdot L^2 \quad 17.$$

b) Für den Kreiszylinder (siehe Fig. 26, Skz. 2) hat man inbezug auf die Schwerpunktsachse ein Trägheitsmoment:

$$J_0 = \frac{M}{2} \cdot R^2 \quad 18.$$

c) Angenähert ist für die Linse, bei welcher die Dicke H im Verhältnis zu R (siehe Fig. 26, Skz. 3) sehr klein ist, das Trägheitsmoment:

$$J_0 = \frac{M}{2} \cdot R^2 \quad 19.$$

Für Fälle der Anwendung auf das Pendel bedürfen wir der Trägheitsmomente obiger Körper inbezug auf Achsen, die nicht durch den Schwerpunkt des betreffenden Körpers gehen. Die Entfernung dieser neuen Achse von der Schwerpunktsachse S sei c genannt. (Schluß folgt.)

Verwendet Faß-Abfüllböcke.

Mit Abbildungen, Fig. 27 u. 28.

Zusammenfassung. Beschrieben ist ein Abfüllbock, dessen Wert vor allem darin zu finden ist, daß durch ihn das Abfüllen der Fässer sehr erleichtert wird. Weiter ist ein Verlust an Material ausgeschlossen, da das Gefäß sich völlig entleert. Endlich läuft hier das Faß gleichmäßig leer und ist immer im Gleichgewicht, also leicht zu drehen.

Zur Erleichterung des Abfüllens von Öl (Maschinenöl), Terpentin, Benzin, Lack usw. empfiehlt sich die Anwendung eines Abfüllbockes, wie ihn Fig. 28 zeigt. Dieser Bock dient als Unterlage für die betreffenden Fässer und erleichtert das Abfüllen derselben ganz wesentlich.

Man rollt das Faß, das man abfüllen will, mit Hilfe der nach beiden Seiten vom Bock ausziehbaren eisernen Schrotleiter a auf den Bock und entfernt dann den Spund des betreffenden Fasses. Darnach setzt man den Ausguß b (Fig. 27) an, dann dreht man das Faß um seine Achse, nachdem man unter oder neben ihm ein Auffanggefäß aufgestellt hat.

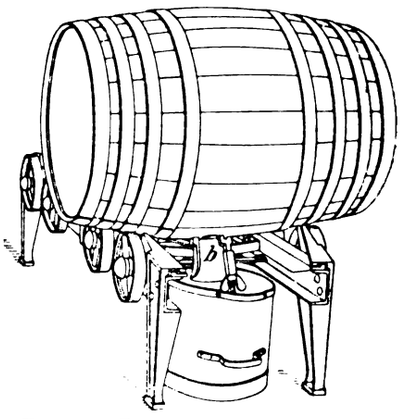


Fig. 27. Z. A.: Verwendet Faß-Abfüllböcke.

Das Abfüllgefäß kann auch, falls es klein ist, auf die nur teilweise ausgezogene und in dieser Stellung wagrecht stehende Schrotleiter aufgesetzt werden.

Beim Abfüllen wird das auf den Rollen c des Bockes ruhende Faß mit der Hand nach vorn und wieder zurück gerollt.

Der Wert des von Emil Hüllstrung, Ingenieur in Düsseldorf, in den Handel gebrachten Abfüllbockes liegt vor allen Dingen darin, daß durch ihn das Abfüllen selbst zu einer bequemeren Arbeit gemacht wird, als wenn man Pumpe oder Faßhahn benutzen würde. Ebenso ist ein Verlust an Material ausgeschlossen; desgleichen entleeren sich mit Hilfe des Bockes dicke Flüssigkeiten genau so gut wie dünne. Man hat nur nötig, die Menge des Ausflusses durch entsprechendes Einstellen des Auslaufes zu regulieren. Stellt man den Auslauf höher ein, so läuft weniger aus, stellt man ihn niedriger ein, so läuft mehr aus. Beim Entleeren von solchen Fässern, deren Flüssigkeiten sich während der Ruhe abzusetzen pflegen, braucht man nur das Faß auf den Lagerbock vor Öffnen des Spundloches einige Male hin und her zu drehen, um die betreffenden Flüssigkeiten wieder gut zu mischen. In gleicher Weise können auch leicht verschiedene Flüssigkeiten zusammengebracht und im Faß gemischt werden, wie dies beispielsweise in Lack- oder Farbenfabriken vorkommt.

Das Drehen des auf dem Faßbock ruhenden Fasses macht keine Schwierigkeit, weil sich die innen befindliche Flüssigkeit im Gleichgewicht befindet.

Bei einiger Aufmerksamkeit läßt sich dann auch jedes Überlaufen der Abfüllgefäße vermeiden, zumal derjenige, welcher das Abfüllen vornimmt, da die Flüssigkeit sehr schnell ausfließt, vom Fasse nicht weggehen kann.

Endlich ist auch zu berücksichtigen, daß man unter Benutzung des Abfüllbockes noch die Möglichkeit hat, das betreffende

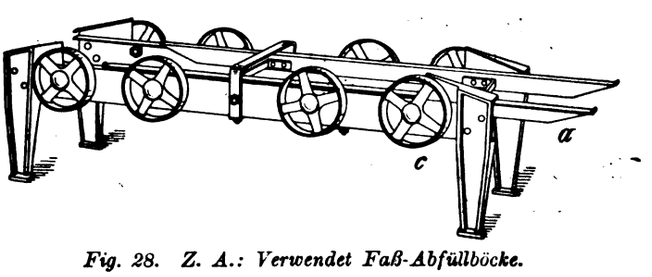


Fig. 28. Z. A.: Verwendet Faß-Abfüllböcke.

Faß bis auf den letzten Tropfen zu entleeren, was bekanntlich bei Benutzung eines gewöhnlichen Abfüllhahnes ausgeschlossen ist. Ebenso ist, wenn das Faß sich als undicht erwies, ein Materialverlust hier wohl kaum zu befürchten, da dessen Inhalt an der Außenwand des Fasses entlang nach der tiefsten Stelle, d. h. in das untergestellte Gefäß läuft.

Der Abfüllbock ist, dies sei zum Schlusse noch erwähnt, für eine Tragkraft von 1000 kg konstruiert, kann aber auch kleiner oder noch größer gebaut werden.

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

46. Jahrgang. Nr. 13. Begründet von W. H. Uhland. 27. März 1913.

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Lokomobilbetriebene elektrische Zentralen.

Mit Abbildungen, Fig. 29 bis 35.

Zusammenfassung. Die Beschreibung ergibt ein gutes Bild von der zweckmäßigen Einrichtung moderner Dampflokomobilzentralen mittlerer Größe — die eine enthält Lokomobilen mit Lentz-Ventilsteuerung von zusammen 400 PS Normalleistung, die andere solche derselben Art von zusammen 750 PS. Sämtliche Lokomobilen sind für Heißdampf eingerichtet und betätigen elektrische Generatoren.

Nachdem in der Heißdampf-Verbund-Lokomobile mit Ventilsteuerung „System Lentz" eine betriebstechnisch sehr verwendbare und wirtschaftlich der gewöhnlichen stationären Dampfmaschine noch überlegene Betriebsmaschine geschaffen war, ergab sich naturgemäß die stetig wachsende Verwendung dieser Lokomobile auch in elektrischen Zentralen. Hier haben sich in besonderem Maße die vielen guten Eigenschaften der Lanzschen Ventil-Lokomobile erwiesen und bewährt.

Die Einführung besonderer Lagerständer für die Kurbelwellen-Lagerung Lanzscher Lokomobilen größerer Leistung (etwa von 400 PS an) gab die Möglichkeit, auch Lokomobilen mit Dynamomaschinen direkt zu kuppeln, und zwar ohne Zwischenschaltung einer elastischen Kupplung. Damit wurde neben merkbarer Platzersparnis eine außergewöhnliche Einfachheit der gesamten Anlage erzielt. Kessel, Dampfmaschine und Dynamo bilden ein einheitliches, leicht zu übersehendes Ganzes. Die Verluste der Übertragung zwischen Kessel und Dampfmaschine sowie zwischen Dampfmaschine und Dynamo sind ausgeschaltet.

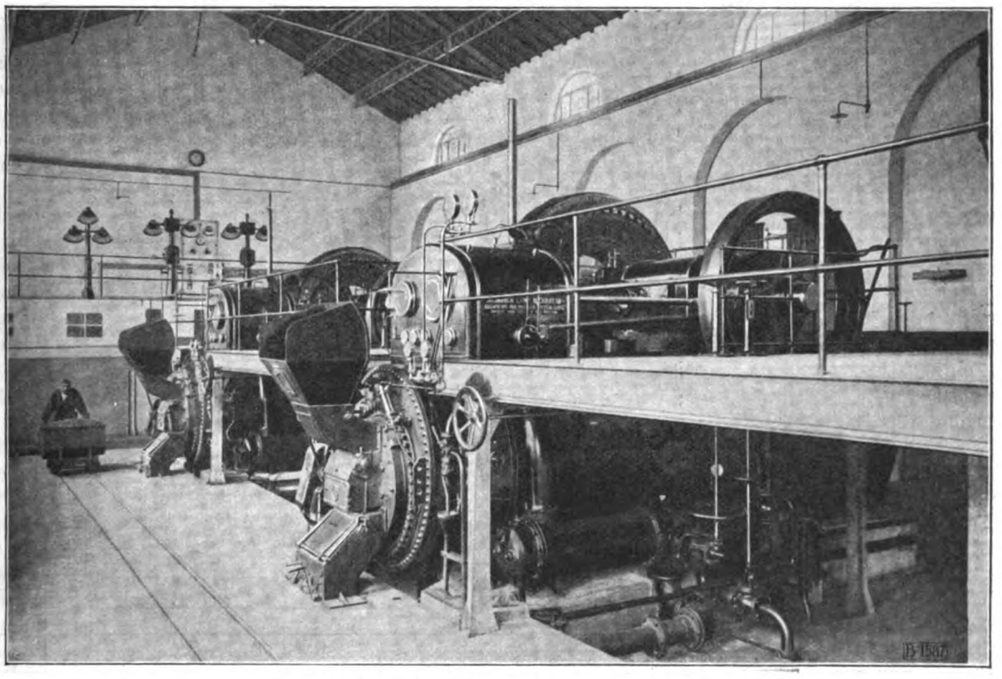


Fig. 29. Z. A.: Lokomobilbetriebene elektrische Zentralen.

Nachstehend sollen zwei elektrische Zentralen mit Lanzschen Heißdampf-Ventil-Lokomobilen — mit direkter Kupplung — beschrieben werden, um ein Bild neuzeitlicher Lokomobil-Zentralen zu geben.

I. Elektrische Zentrale St. Amand (Frankreich) der Société Anonyme Le Centre Electrique, Limoges. (Fig. 29 bis 32.)

In dieser Anlage wurden zunächst zwei Lokomobilen von je 200 PS_e Normalleistung aufgestellt und in Betrieb genommen. Der Platz für ein drittes Aggregat ist vorgesehen (vgl. Grundriß, Fig. 32).

Das Maschinenhaus bedeckt mit 29,9 m Länge und 12,8 m Breite eine Innengrundfläche von 383 qm, davon entfallen 240 qm auf den eigentlichen Maschinenraum und 143 qm auf den Heizraum (Fig. 29 u. 32).

Die Lokomobilen sind in dem 9,5 m hohen Maschinenhause so aufgestellt, daß durch eine eingebaute Zwischendecke ein eigentlicher Maschinenraum, ein Heizraum und ein Kondensationsraum geschaffen wird.

Der eigentliche Maschinenraum (Fig. 29) unterscheidet sich in keiner Weise von einem Maschinenraum mit stationären Dampfmaschinen. In Flurhöhe von allen Seiten bequem zugänglich, liegt die Dampfmaschine, daneben der mit ihr direkt gekuppelte elektrische Generator. Am Kopfende des Maschinenraumes befindet sich, etwas erhöht über dem Maschinenraumflur, die Schaltbühne mit den elektrischen Schaltapparaten.

Unterhalb der Zwischendecke lagert der Dampfkessel mit in die Rauchkammer eingebautem Überhitzer. Die Kessel haben automatische Rostbeschickungsapparate System Weck mit Antrieb durch Elektromotor und Riemenübertragung. Die Beschickung erfolgt aus einem der Feuerung vorgebauten Schüttkasten — von Hand durch den Heizer, — zu dem ein Kohlengeleise durch den Heizraum führt. Die Asche- und Schlackenabfuhr erfolgt nicht in den Heizraum, sondern, wie aus Fig. 29 und 33 ersichtlich, nach unten in einen besonderen, unter dem Gleise liegenden Schlackenkanal und von hier in den Schlackenraum.

Der das ganze Maschinenhaus bestreichende Laufkran von 12,6 m Spannweite gestattet in einfachster Weise das Ausziehen der Röhrenkessel in den Heizraum hinein.

Der Kondensationsraum unterhalb der Zwischendecke (Fig. 29 und 31) gewährt freien Zutritt zu den Kondensations- und Speisepumpen und zum Kondensator. Nach hinten ist genügend Platz vorhanden, um den Überhitzer bequem aus der Rauchkammer ausfahren zu können.

Die Rauchabführung erfolgt in einen allen Lokomobilen gemeinsamen Rauchkanal an der hinteren Längsseite des Maschinenhauses und von dort in den gemauerten Kamin.

Beide Lokomobilen sind durch ein Dampfsammelrohr so miteinander verbunden, daß jede Maschine mit Dampf des Nachbarkessels gespeist werden kann. Es kann also z. B. die Maschine der Lokomobile I, wenn ihr Kessel ausgezogen ist, mit Dampf von der Lokomobile II gespeist werden, ein sehr wesentlicher Vorteil, der nur durch die Besonderheit der Lanzschen Kurbelwellenlagerung möglich wird.

Die Lokomobilen sind Lanzsche Heißdampf-Verbund-Lokomobilen mit Ventilsteuerung „System Lentz" Die Normalleistung jeder Maschine beträgt 200 PS_e, die Tourenzahl bei der Normalleistung 176 in der Minute. Bei Belastungsschwankungen

werden die Tourenschwankungen innerhalb höchstens 15 Sekunden ausgeglichen; bei plötzlicher Entlastung wird die normale Tourenzahl nur um wenige Prozent überschritten.

Ein Handrad am Kopf der verlängerten Welle der Erregerseite (Fig. 29 u. 33) gestattet Tourenverstellungen bis $\pm$ 5 % der normalen Tourenzahl.

Der Kessel für 12 at. Betriebsspannung ist ein ausziehbarer Röhrenkessel mit gewellter Feuerbüchse. Die Ankerrohre sind mit Gewinde eingeschraubt, während der größte Teil der Feuerrohre eingewalzt und verstemmt ist. Zur Reinigung des Rauchrohre von Ruß ist ein Dampfstrahl-Rohrbläser vorgesehen, welcher Heißdampf von der Feuerung her, also mit der Zugrichtung, durch die Rohre bläst und diese in wenigen Minuten rein fegt. Die für Steinkohlen eingerichtete Feuerung enthält einen normalen Planrost, dessen Größe für die Höchstleistung der Maschine ausreicht.

Der Überhitzer (Fig. 33) ist so in die Rauchkammer eingebaut, daß die Mündungen der Feuerrohre zu deren bequemen Reinigung frei bleiben. Der aus dem Dampfdom kommende Sattdampf wird von unten in den Überhitzer geführt; er strömt also nach oben im Gegenstrom zu den nach unten abziehenden heißen Rauchgasen. Die Rohrwindungen des Überhitzers steigen in horizontalen Schleifen nach oben an, sie bilden daher nirgends Wassersäcke. Damit ist die Gefahr von Wasserschlägen vom Überhitzer her eliminiert. Sämtliches Kondenswasser des Überhitzers fließt nach seiner tiefsten Stelle ab, von wo es durch einen Hahn abgelassen wird. Da die Ventilsteuerung gestattet, sofort mit der höchsten Überhitzungstemperatur in den Steuerraum des Hochdruckzylinders einzutreten, ist nur einfache Überhitzung erforderlich und ausgeführt.

Die Kurbelwellenlagerung der Maschine ruht nicht direkt auf dem Kessel, sondern auf an dem Kessel angenieteten, sehr soliden seitlichen Lagerstützen, so daß die schädlichen Einwirkungen der Kesselwärme und Dehnung auf die Lager und die Kurbelwelle ausgeschaltet bleiben.

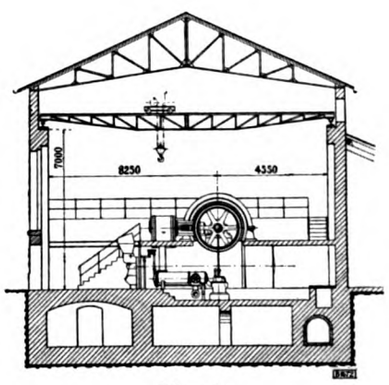


Fig. 30.

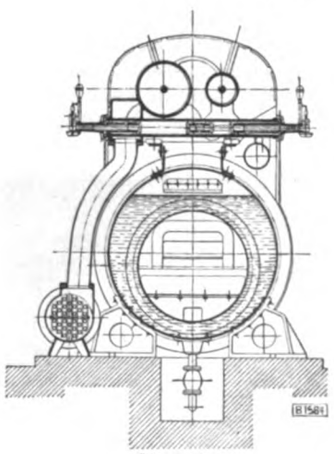


Fig. 31.

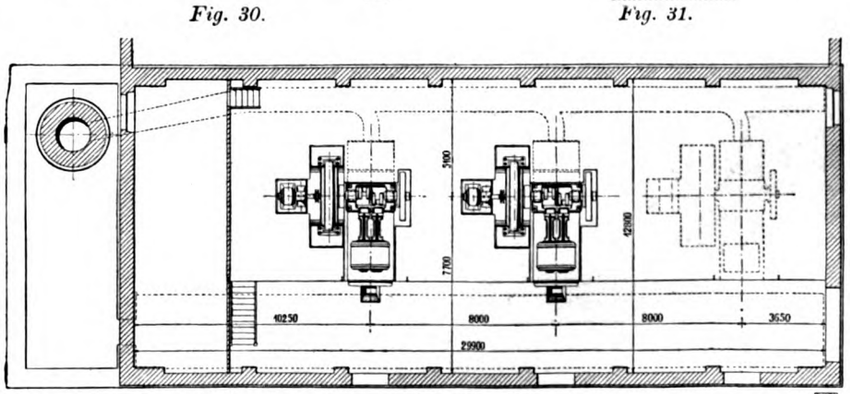


Fig. 32.

Fig. 30 bis 32. Z. A.: Lokomobilbetriebene elektrische Zentralen.

Zylinder, Steuerung und Kreuzkopfführung entsprechen der an dieser Stelle schon mehrfach beschriebenen Lanzschen Anordnung. Die Schmierung erfolgt bei dieser Anlage durch eine Zentralschmierung, die von einem 3 m über dem Maschinenlager angebrachten Ölbehälter aus gespeist wird.

Direkt mit der Kurbelwelle gekuppelt ist ein Wechselstrom-Generator mit einem rotierenden Gewicht von 8500 kg. In dem Generator ist ein Schwungmoment von 15 000 kg/m² untergebracht; das Gesamtschwungmoment des ganzen Aggregates mit 20 000 kg/m² verleiht der Maschine einen Ungleichförmigkeitsgrad von 1 : 200, womit den Anforderungen des elektrischen Betriebes gut entsprochen wird.

Auf der verlängerten Generatorwelle ist schließlich noch die Erregermaschine fliegend aufgesetzt.

II. Elektrische Zentrale Vierzon (Frankreich) der Société Anonyme Le Centre Electrique, Limoges. (Fig. 33 bis 35.)

Dieses Elektrizitätswerk, von der gleichen Firma errichtet wie die vorstehend unter I beschriebene Zentrale St. Amand, wurde ebenfalls mit Lanzschen Lokomobilen ausgerüstet, die ihre Dynamomaschinen in direkter Kupplung antreiben.

Das Maschinenhaus wurde mit Rücksicht auf günstige Wasserbeschaffung und Ableitung auf einem Terrain dicht am Yèvrefluß errichtet, das gleichzeitig eine günstige Kohlenzufuhr durch unmittelbares Anschlußgleis an die Fernbahn gestattete. Die Kohlenwaggons werden an die Außenmauern des Kohlenbunkers gefahren und in dessen trichterförmig zulaufenden Sammelbehälter geschaufelt. Eine wagrecht verlaufende Förderschnecke, der die Kohlen aus dem Behälter zufallen, befördert die Kohle in ein am Ende des Maschinenhauses hochführendes Becherwerk, das sie auf Dachhöhe hebt. Durch ein Schüttrohr wird die Kohle einem vor den einzelnen Feuerungen vorbeilaufenden Transportband und damit den Schütttrichtern der automatischen Feuerungen zugeführt. Die Asche gelangt von der Feuerung durch ein Fallrohr (Fig. 33) in den Aschenkanal bezw. in den diesen befahrenden Aschenwagen.

Die Grundfläche des Maschinenhauses beträgt bei 41 m Länge und 15 m Breite rund 615 qm, wovon rund 365 qm auf die eigentliche Maschinenraumgrundfläche und 240 qm auf den Heizraum entfallen. In gleicher Weise wie bei der Anlage St. Amand ist durch eine Zwischendecke der Maschinenraum von dem Kondensationsraum getrennt. Eine Schaltbühne am Kopf des Maschinenraumes enthält alle elektrischen Schaltapparate.

Zunächst sind zwei Maschinengruppen aufgestellt, und zwar eine 200 PS- und eine 570 PS-Lokomobile, beide mit direkt gekuppeltem Drehstromgenerator und fliegend aufgesetzter Erregerdynamo.

Die 200pferdige Lokomobile entspricht in Größe und Ausführung vollständig der bei der Anlage St. Amand beschriebenen und dargestellten Maschine. Sie ist eine Lanzsche Heißdampf-Verbund-Lokomobile mit Kondensation und mit Ventilsteuerung „System Lentz“, für eine Normalleistung von 200 PS bei 176 Umdrehungs/Min. Die Kurbelwellenlagerung erfolgte auf den seitlich am Kessel angenieteten Stahlblechstützen, durch welche die Kesseldehnung ohne schädlichen Einfluß auf die Lagerstellung bleibt.

Bezüglich der übrigen Einzelheiten sei auf die Beschreibung der Anlage St. Amand unter I verwiesen.

Die zweite Maschine in Vierzon ist eine Lanzsche Heißdampf-Verbund-Lokomobile mit Kondensation und ebenfalls mit Ventilsteuerung „System Lentz“, für eine Normalleistung von 570 PS bei 166 Umdr./Min. (maximal 700 PS).

Konstruktion und Aufbau der 570pferdigen Lokomobile gehen aus den Fig. 33 und 35 hervor.

Von der bei der Anlage St. Amand beschriebenen kleineren Maschine unterscheidet sich die 570 PS-Lokomobile durch die besondere Art ihrer Kurbelwellenlagerung. Diese erfolgte nicht auf den seitlich dem Kessel angenieteten Stahlblechstützen, sondern auf besonderen Lagerständern. Diese massiven gußeisernen Ständer (Fig. 34) greifen um den Kessel herum und stützen sich direkt auf das gemauerte Fundament. Der Kessel kann sich damit ungehindert unter der Kurbelwellenlagerung bezw. den Ständern ausdehnen, ohne daß die Stellung der Lagerung, die durch die

bekannte Strebestangenverbindung gegen den Zylinder fixiert ist, irgendwie verändert wird.

Kessel und Überhitzer entsprechen der bekannten Bauart. Wie bei der Anlage St. Amand, sind auch in Vierzon die beiden Lokomobilen durch ein Dampfsammelrohr so miteinander verbunden, daß jede Maschine mit Dampf des Nachbarkessels gespeist werden kann.

In dem direkt gekuppelten Wechselstrom-Generator, dessen Rotor 16 500 kg wiegt, ist ein Schwungmoment von 40 000 kg/m² untergebracht; das Gesamtschwungmoment des rotierenden Teiles beträgt 75 000 kg/m², der Ungleichförmigkeitsgrad 1 : 300.

Neuere Dampferzeuger.

Von **F. Wilcke** in **Leipzig.**

Mit Zeichnungen auf Tafel 14.

III. Steinmüller-Kessel.

Die Zeichnungen auf Tafel 14 geben einen Steinmüller-Kessel neuester Bauart wieder, der 353,76 qm wasserberührte Heizfläche besitzt und mit einem Überhitzer von 116 qm Heizfläche in Verbindung steht.

Der für einen Betriebsdruck von 13 at. berechnete Kessel bildet einen Teil der Steinmüller-Kesselanlage des Elektrizitätswerkes Lichtenberg, auf dessen sonstige Einrichtung wir an Hand der Tafel 39 noch eingehender zu sprechen kommen werden.

Wie Fig. 1 auf der Tafel erkennen läßt, besteht der Kessel aus dem Wasserrohrbündel d, den beiden Wasserkammern d_1, d_2 und dem zylindrischen Oberkessel e. Die vordere Kammer d_1 ist mit dem Oberkessel unmittelbar, die hintere durch ein elastisches Zwischenstück von 500 mm geringster Weite verbunden.

Der Wasserumlauf im Kessel vollzieht sich in der Weise, daß das im Röhrenbündel d verdampfte Wasser in die vordere Wasserkammer eintritt. Aus dieser gelangt es in den im Oberkessel angebrachten Zirkulationskasten und wird durch denselben auf den ganzen Oberkessel verteilt. Hierdurch wird eine große Verdampfungsoberfläche geschaffen, so daß sich der Dampf vom Wasser ruhig abscheiden kann und technisch trockener Dampf erzielt wird. Eine weitere Vorrichtung, letzteres zu erreichen, ist in dem Dampfentnahmerohr gegeben. Dieses Dampfentnahmerohr hat an seiner höchsten Stelle auf der ganzen Länge kleine Löcher, deren Gesamtquerschnitt gleich dem Querschnitt des Dampfaustrittsventils ist. Der Dampf strömt also auf der ganzen Länge des Rohres ein, wodurch auch die letzten, etwa im Dampf enthaltenen Wasserteilchen ausgeschieden werden. Die spezifisch schwerere Wassermenge sinkt durch das Zwischenstück in die hintere Kammer d_2 zurück und verteilt sich dort gleichmäßig, so daß auch den untersten Rohren genügend Wasser zugeführt wird. Der Dampf strömt durch die Verbindungsleitung nach dem Überhitzer, oder, je nach Schaltung der Ventile, direkt in die Hauptdampfleitung der Anlage.

Der Überhitzer besteht aus 86 Rohren, von je 11,2 m Länge, der Durchmesser dieser Rohre beträgt 38 mm, die Wandstärke derselben beträgt 3 mm, so daß ein freier Durchgang von $38 - (2 \cdot 3) = 32$ mm vorhanden ist. Der Dampf wird im Überhitzer durch eine sinnreiche Einrichtung auf gleichmäßigem Wege verteilt, indem in den einzelnen Rohren eine patentierte Vorrichtung angebracht wurde, die den Gesamtquerschnitt des Dampfzustromes soweit reduziert, daß dieser dem Querschnitt des Dampfentnahmerohres gleich ist.

Der Überhitzer ist so in den Kessel eingebaut, daß er durch die bei h angedeutete Klappe aus dem Strom der Heizgase ausgeschaltet werden kann. Bei ausgeschaltetem Überhitzer nehmen die Heizgase folgenden Weg:

Aus dem Feuerraum kommend, bespülen sie zunächst den vorderen Teil des Röhrenbündels d, ziehen dann durch die 300 mm Öffnung h unmittelbar zur hinteren Partie des Röhrenbündels d, umspülen dieses auf schlangenförmigem Wege und entweichen schließlich in den Fuchs.

Wird mit Überhitzer gearbeitet, so ist die schon erwähnte Klappe h geschlossen. Nach Umspülen der vorderen Partie des Rohrsystems d treten in diesem Falle die Heizgase an die Rohre des Überhitzers g; sie umspülen diese und gleichzeitig den unteren Teil des Oberkessels e und gelangen dann zum hinteren Teil des Rohrbündels d. Nachdem sie auch dieses umspült haben, entweichen sie in den Fuchs.

Aus der Figur geht hervor, daß die Heizgase bei ihrem Eintritt in den Überhitzer sofort auf sämtliche Rohre stoßen, wodurch die Wärmeaufnahme auf die einzelnen Rohre verteilt und so der Überhitzer nach Möglichkeit geschont wird.

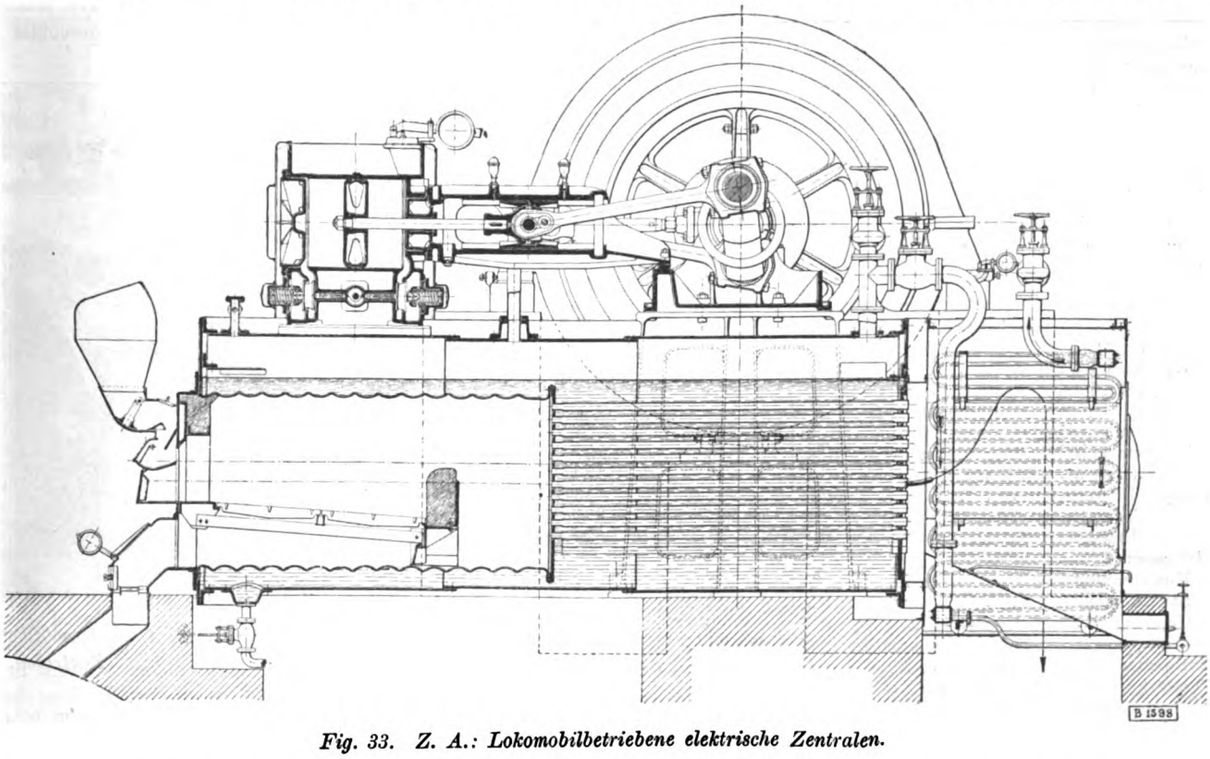


Fig. 33. Z. A.: Lokomobilbetriebene elektrische Zentralen.

Zum Abfangen der Flugasche ist unter dem zweiten und dritten Zug ein Flugaschesack eingebaut, dessen Form und Einteilung aus Fig. 1 zu erkennen ist.

Die Feuerungsanlage gehört zur Gruppe der Wanderroste, auch Kettenroste genannt; sie umfaßt den Fülltrichter a, Einstellschieber c, den wandernden Rost b von 12 qm Rostfläche und den Wagen, in den ersterer gebettet ist. Dazu kommt der Antriebsmechanismus, bestehend im Exzenter k und dem zugehörigen Treibgestänge. Über die Form der Roststäbe geben die Fig. 2 und 3 der Tafel Auskunft. Man sieht, daß die Stäbe zum Teil glatt, zum Teil nach dem Typus der Polygonstäbe ausgeführt wurden.

An den Rost schließt sich, wie bei derartigen Rosten üblich, eine gebogene Druckfläche m, über die Asche und Schlacken von dem nachdrängenden Brennmaterial in eine kleine Sammelkammer hineingedrückt werden. Letztere ist durch eine Klappe n derart verschlossen, daß wenn die Klappe nach unten geöffnet wird, die

in der Kammer liegende Asche und Schlacke in einen größeren Aschensack hinabfallen. Der Aschensack besitzt wie üblich einen Auslauf, unter den in gewissen Zeitabständen ein Aschetransportwagen fährt, um die Asche abzuholen.

Zur besseren Ausnutzung der Abgase ist im vorliegenden Falle in den Hauptfuchs ein Ekonomiser i eingebaut worden. Dieser besteht in bekannter Weise aus einer Anzahl aufrechtgestellter Rohre, die am oberen und unteren Ende gruppenweise unter sich verbunden sind. Die Verbindungsrohre wiederum schließen an eine Hauptzuleitung und ein Hauptableitungsrohr, von denen die erstere mit der Speisepumpe, die letztere mit dem Kessel in Verbindung steht. Auf diese Weise wird eine ziemlich bedeutende Ersparnis an Brennstoff erzielt, indem man den Kessel mit hochangewärmten Speisewasser versorgen kann.

Über die Ausführung der Nietung geben die Fig. 5, 6 und 8 bis 10 sowie 13 und 14 Auskunft. Wie man erkennt, sind die Längsnähte dreireihig, die Boden- und Rundnähte zweireihig ausgeführt. In beiden Fällen aber wurden 23 mm starke Nieten benutzt. Fig. 5 zeigt einen Kesselanker, wie er sich oberhalb der vorderen Wasserkammer im Oberkessel vorfindet. Der Anker wird durch ein Flacheisen von 185 · 21 mm gebildet, das durch Winkellaschen und 27er Nieten mit dem Oberkessel fest verbunden ist.

Verdampfungsversuche an einer Steinmüller-Kesselanlage mit oberbayrischer Kohle.

Heizfläche des Versuchskessels mit Überhitzer	qm		398,7
Rostfläche des Kettenrostes „System Steinmüller“	„		11,2
Verhältnis der Rostfläche zur Kesselheizfläche	„		1 : 26,7
Datum der Versuche		12. 7. 10.	13. 7. 10.
Dauer der Versuche	Std.	8,05	8,07
Brennstoffsorte		Gewaschene Haushamer Nuß III	
Verheizt im ganzen	kg	8825	8954
„ in der Stunde	„	1096	1110
„ „ „ „ auf 1 qm Rostfläche	„	98	99
Herdrückstände:			
im ganzen	„	987,5	1034
in Prozenten des verheizten Brennstoffs	%	11,2	11,5
Verbrennliches (Kohlenstoff) in dems.	„	12,0	11,7
Speisewasser:			
verdampft im ganzen	kg	50500	51000
„ in der Stunde	„	6273	6320
„ „ „ „ auf 1 qm Kesselheizfläche	„	21,0	21,1
Temperatur b. Eintritt in d. Ekonomiser	°C	48	50
„ „ Austritt a. „ „	„	149	150
Dampf: Überdruck	kg/qm	13,4	13,0
Temperatur	°C	294	301
Erzeugungswärme	WE	101+521+54	100+529+59
Heizgase:			
Kohlensäuregehalt	%	8,0	7,9
Sauerstoffgehalt	„	11,2	11,2
Temperatur am Kesselende	°C	306	310
„ vor u. hinter d. Ekonomiser	„	263—115	267—120
Verbrennungsluft: Temperatur	„	30	30
Zugstärke: vor und hinter dem Kesselschieber Wassersäule	mm	11—18	12—19
Verdampfung:			
a) 1 kg Brennstoff verdampfte Wasser		**5,72**	**5,70**
b) dgl. berechnet auf Dampf von 100° aus Wasser von 0° (639 WE Erzeugungswärme	„	6,05	6,05
Brennstoffpreis: für 100 kg i. Kesselhaus	M.	1,21	1,21
Wärmepreis: „ 100000 WE	Pf.	25,5	25,7
Dampfpreis: für 1000 kg Dampf nach a)	M.	2,11	2,12
„ 1000 „ „ „ b)	„	2,00	2,00

Wärmebilanz

	WE	%	WE	%
Nutzbar gemacht: a) zur Dampfbildung	2980	62,8	2964	63,1
b) „ Überhitzung	311	6,5	335	7,1
c) „ Vorwärmung	578	12,2	570	12,1
Gesamtnutzeffekt	3869	**81,5**	3869	**82,3**
Verloren:				
a) im Kamin durch freie Wärme der Rauchgase	508	10,7	533	11,3
b) in den Herdrückständen durch unverbrannte Teile	109	2,3	109	2,3
c) durch Strahlung, Leitung, Ruß und unverbrannte Gase usw. Rest	259	5,5	194	4,1
Summe — Heizwert des Brennstoffs	4745		4705	

Über die Leistung des Steinmüller-Kessels gibt ein vom Bayrischen Dampfkessel-Revisionsverein angestellter Verdampfungsversuch Auskunft, dessen Auszug wir vorstehend wiedergeben.

Liegende Spitz-, Schäl- und Bürstmaschine.

Von Mühlenbauingenieur **F. Redlich** in **Budapest.**

Mit Zeichnungen auf Tafel 15.

Zusammenfassung. Es wird eine liegende kombinierte Spitz-, Schäl- und Bürstmaschine beschrieben, wie sie sich in kleineren Mühlen findet. Das Gestell ist Holz, der Schälmantel Naxos-Schmirgel, mit parallel zur Trommelachse gerichtetem Längsschlitz und auswechselbaren, schräggestellten Bürsten. Die Aspiration ist sehr gut durchgeführt, sie erfolgt am Einlauf, beim Schälen und zum dritten Male gegen Schluß, jedoch ist trotzdem nur ein Ventilator vorhanden. Die Tafel gibt neben der Zusammenstellung alle wichtigeren Einzelheiten.

In kleineren Mühlen, wo es an Platz mangelt, werden häufig Maschinen aufgestellt, die mehrere Arbeitsprozesse zu erledigen haben. Derartige Maschinen sind fast stets liegende, sie spitzen, schälen und bürsten. Die betreffenden Mechanismen sind, wie das die auf Tafel 15 dargestellte Maschine erkennen läßt, in einem Gestell untergebracht.

Die Schälmaschine hat die Aufgabe, die am Kern haftenden Unreinigkeiten, ferner Keime und Bärtchen, teilweise aber auch die Schale zu beseitigen. In der Maschine befindet sich noch eine Bürstmaschine, die das geschälte Getreide von dem ihm nach der Schälung noch anhaftenden Staub befreit.

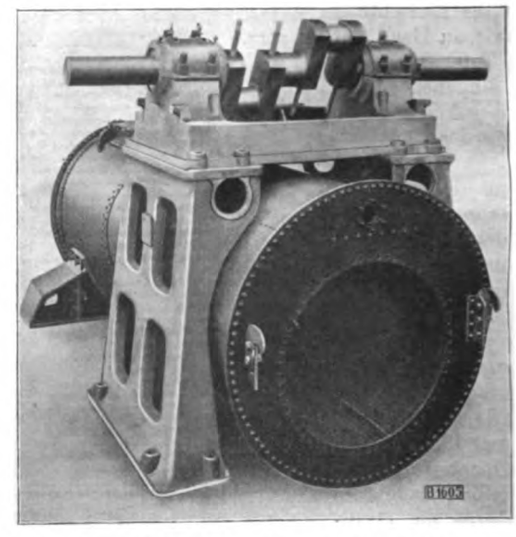


Fig. 34. Z. A.: Lokomobilbetriebene elektrische Zentralen.

Die Maschine besteht aus einem hölzernen Gestell, auf welchem Scheuer- a und Bürstmantel b, in dem ein Flügelwerk c rotiert, Platz gefunden haben, und aus einem Separator d (Fig. 24). Der Mantel b ist zweiteilig. Die untere Hälfte ist fest in das Gestell der Maschine montiert, während der obere Teil lose und leicht abzuheben ist. Der äußere Teil des Mantels besteht aus Holz, der innere dagegen bei der Schälmaschine aus dem eigentlichen Scheuermantel und bei der Bürstmaschine aus Drahtgewebe. Der Scheuermantel ist aus Naxos-Schmirgel hergestellt; an einer Stelle besitzt der Mantel eine Öffnung e, die sich über seine ganze Länge erstreckt.

Das Flügelwerk c, welches in dem Mantel rotiert, besteht aus mehreren, auf die Welle (Fig. 21) gekeilten Flügelkreuzen (Fig. 12 und 13), auf denen die Arbeitsschienen, welche die Bürstentrommel f bilden, befestigt sind. Der Separator d ist durch einen Schlitz e mit dem Inneren des Scheuer- und Bürstmantels verbunden. Am Separator sind Klappen $g\,g_1$ (Fig. 1) angebracht, wodurch der Windstrom reguliert werden kann. Am unteren Teile des Separators befindet sich eine Sammelschnecke d_1, die die von dem Ventilator (Fig. 18 u. 19) angesaugten leichten Körner nach dem Auslaufe fördert.

Die Wirkungsweise der Maschine ist folgende:

Das Getreide wird mittels des Einlaufes (Fig. 14 u. 15) in den Schälmantel a geleitet (Fig. 1). Der Einlauf besteht aus zwei Gußstücken, von denen der obere Teil mehrere Schlitze, wie auch schräge Wände hat. Dadurch kommt das Getreide mit der Außenluft in Berührung und die leichten tauben Körner werden infolgedessen schon am Einlauf durch den Ventilator angesaugt.

Die Bearbeitung der Körner erfolgt durch ein mäßig schnell laufendes Flügelwerk c, das durch die tangentiale Stellung der Wurfschienen gegen den Mantel geschleudert, an demselben gerieben und dadurch einer intensiven Reinigung unterzogen wird. Um die Wurfschienen beliebig einstellen zu können, sind die Befestigungslöcher des Flügelkreuzes schlitzartig ausgebildet. Zwischen Separator und Schleudermantel ist eine Wand h (Fig. 24) angebracht, die aus gelochtem Blech besteht und die von dem Ventilator etwa angesaugten schweren Körner zurückhalten soll.

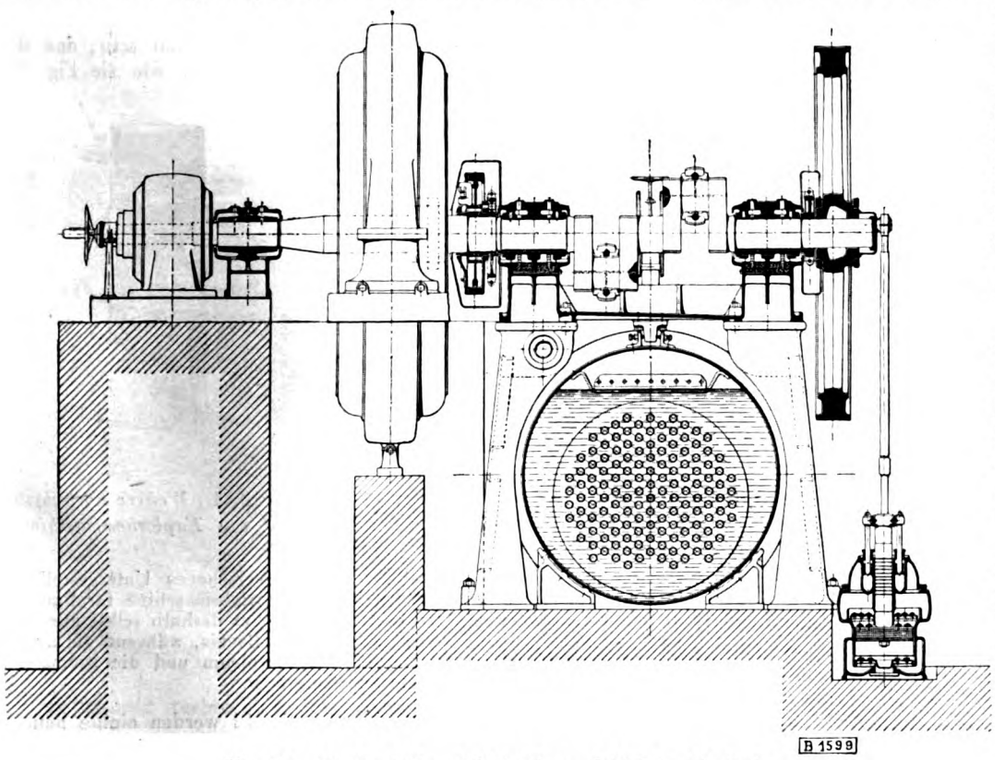


Fig. 35. Z. A.: Lokomobilbetriebene elektrische Zentralen.

Vom Scheuermantel gelangt das Getreide in die Bürstmaschine f, wo es durch die schräg gestellten Bürsten mitgenommen und zugleich abgebürstet wird.

Der Arbeitsweg ist sowohl bei der Schäl-, als bei der Bürstmaschine ventiliert.

Die durch die Reibung der Bürsten entfallenen groben Schalenteile gehen in den unter der Maschine angebrachten Trichter b_1, während Staub und Kleieteile durch den Schlitz mitgerissen und je nach der Schwere entweder im Separator niedergeschlagen oder durch den Ventilator angesaugt und abgestoßen werden.

Die Aspiration dieser Maschine wirkt derart, daß schon beim Einlaufe Staub und taube Körner beseitigt werden; ebenso werden die während des Arbeitsvorganges losgelösten Staub- und Schalenteile sofort abgezogen und so verhindert, daß die Frucht mit den Staub- und Schalenteilen länger in Berührung bleibt. Außerdem findet am Auslauf der Maschine nochmals eine kräftige Aspiration statt in der Weise, daß durch den flach schleierartig geschlossenen Getreidestrom ein frischer Luftstrom geführt wird, der auch die letzten, noch am Getreide haftenden Staubteile sicher abzieht. Die Luftzüge haben allerdings einen gemeinsamen Ventilator, sind aber im übrigen vollständig voneinander getrennt und unabhängig; sie können mittels Klappe einzeln reguliert oder ganz gesperrt werden.

Lager hat die Maschine sechs: zwei Hauptlager (Fig. 2 bis 4), zwei Ventilatorlager (Fig. 6 bis 8) und zwei Schneckenlager (Fig. 16 und 17). Die zwei ersteren, also Haupt- und Ventilatorlager, sind mit Ölkammern versehen und für Ringschmierung eingerichtet.

Einstellbare Kugellager.

Mit Abbildungen, Fig. 36 bis 39.

Zusammenfassung. Die Abhandlung stellt sich als kurze Kritik der bekannten einstellbaren Kugellager dar; sie verwirft die einstellbaren Lager mit äußerem sphärischen Führungsring, ebenso die ballig abgedrehten Außenringe, die in ballige Überringe passen; als empfehlenswert werden dagegen die Lager angesehen, bei denen die Kugeln sowohl beim Innen-, als auch Außenringe in Rillen laufen, deren Krümmung so berechnet ist, daß die Druckflächen zwischen Kugeln und Innenring und zwischen Kugeln und Außenring einander gleich sind.

Das Kugellager hat sich heute im allgemeinen Maschinenbau ein großes Feld erobert, ja es gibt wohl kaum eine Maschinengruppe, bei der es nicht Anwendung fände.

Im Jahre 1898 brachten die Deutschen Waffen- und Munitionsfabriken in Berlin im Verein mit Prof. Stribeck zum ersten Male ein brauchbares Kugellager an die Öffentlichkeit. Es ist das Verdienst jener Firma, daß sie es als erste wagte, ein Lager zu konstruieren, das in allen Teilen aus gehärtetem Stahl bestand und nicht nachgestellt werden konnte. Ein Beweis für die Richtigkeit dieses Prinzips ist wohl darin zu erblicken, daß heute solche Kugellager allgemein angewandt werden, ja man darf dreist schon von Kugellager-„Normalien“ sprechen.

Eine besondere Stellung unter den „normalen“ Kugellagern nehmen nun wieder die einstellbaren Lager ein. Ein Lagertyp, der seine Entstehung speziell den Anforderungen des modernen Maschinenbaues verdankt, wobei allerdings betont werden muß, daß das Anwendungsgebiet dieser Lager ein nur beschränktes ist.

Nicht in Frage würden sie beispielsweise im modernen Werkzeug- und Holzbearbeitungsmaschinen- sowie Dreschmaschinenbau kommen; denn dort ist es heute eine Hauptsorge des Konstrukteurs, die Maschine so stabil wie möglich zu gestalten. Es gilt als ein grundsätzlicher Fehler, wenn sich das Maschinengestell verzieht, bezw. die Maschine bei normaler Arbeitsweise stark erschüttert wird. Dementsprechend werden alle Rahmenteile fest zu einem starren Ganzen verbunden und sämtliche Flächen, auf denen Lager sitzen, sauber bearbeitet. Es ist daher selbstverständlich, daß auch die Lager auf das genaueste ausgerichtet werden und daher die Welle einwandfrei in feststehenden Kugellagern laufen muß. Das genaue Ausrichten der Lager an sich ist bekanntlich erforderlich, um den Verschleiß auf ein Mindestmaß zu beschränken. Wenn man nun anstelle der alten einfachen Gleitlager sogar Präzisionslager, wie es die Kugellager doch sind, benutzt, so kann man verlangen, daß mindestens dieselbe Sorgfalt beim Zusammenbau der Maschine beobachtet wird, wie bei Gleitlagern.

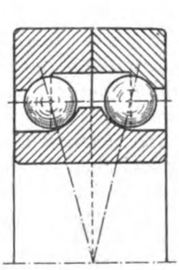


Fig. 36.

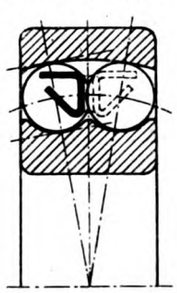


Fig. 37.

Fig. 36 u. 37. Z. A.: Einstellbare Kugellager.

Das wäre also der Fall, wo das einstellbare Lager nicht in Frage käme.

Der Einbau stabiler Wellen ist bekanntlich ebenfalls Grundbedingung für gutes Arbeiten jeder Maschine. Daher werden alle größeren Riemen- und Schwungmassen genau ausgeglichen. Für krumme Wellen ist das Präzisionslager nicht geeignet, ist doch selbst das gewöhnliche Gleitlager einer derartigen Aufgabe nicht gewachsen. Dagegen ist eine gewisse Nachgiebigkeit der Lager bei Transmissionswellen oder relativ schwachen Wellen mit großem Lagerabstand nötig, wobei allerdings zu bedenken ist, daß derartige Wellen selbst im ungünstigen Falle an der Stelle der größten Durchbiegung nur einige Millimeter schwingen, daß also der Winkel der Wellenmittellinie nur sehr klein wird. Dementsprechend ist aber auch die Neigung des Kugellager-Innenringes zum Außenring nur sehr klein; es würde hier also ein Lager mit geringster Verstellbarkeit ausreichen.

Eine Verstellbarkeit in weiteren Grenzen dagegen müssen Kugellager haben, die in Maschinen eingebaut werden, deren Gestelle sich verziehen können, also entweder aus Holz bestehen, großen Temperaturschwankungen ausgesetzt sind oder, wie z. B. bei Luftfahrzeugen, sehr leicht gehalten sein müssen und bei höherer Beanspruchung federn. Bei derartigen Maschinen tritt nach der Montage die Einstellbarkeit der Lager als Vorteil in die Erscheinung, während bei allen anderen Maschinen die normalen, sich nicht selbst einstellenden Kugellager ihren Zweck erfüllen werden. Man erkennt also, daß das Anwendungsgebiet der einstellbaren Lager tatsächlich ein beschränktes ist.

Beim Bau derartiger einstellbarer Lager geht man in zweierlei Weise vor. Die einen lassen die Kugeln in einem äußeren sphärischen Ring laufen, sehen also keine besonderen Laufringe im Außenring vor, während die anderen ein normales Kugellager herstellen, dessen Außenring ballig abgedreht ist und in einen balligen Überring paßt.

Der erste Typ stellt sich in der Weise ein, daß die Kugeln im sphärischen Außenring frei beweglich sind, während bei der zweiten die Einstellung dadurch bewirkt wird, daß sich Außenring und Innenring mit den dazwischenliegenden Kugeln in einem sphärischen Überring frei bewegen können.

Fig. 37 zeigt ein Lager der ersten Art. Aus der zweiten Abbildung Fig. 36 erkennt man ohne weiteres, daß die Lager in Wirklichkeit nichts weiter sind als verkappte Konuslager.

Gerade aber die Fehler der Konuslager waren es, die dazu führten, das heute allgemein gebräuchliche Laufringlager zu schaffen.

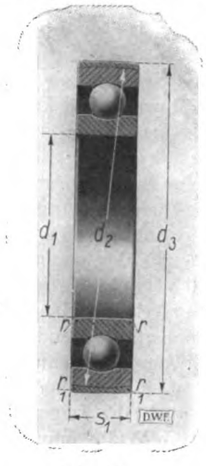


Fig. 38.

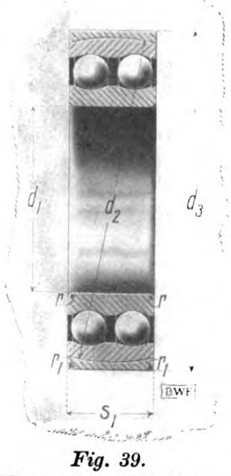


Fig. 39.

Fig. 38 u. 39. Z. A.: Einstellbare Kugellager.

Es ist nicht möglich, ein Konuslager zu konstruieren, bei dem nicht bohrende Reibung auftritt; infolgedessen ist die Tragfähigkeit dieser Lager nur relativ gering und beträgt kaum die Hälfte von der der normalen zweireihigen Lager. Daß es nicht nur gleitende Reibung ist, die zwischen den Kugeln und den Laufflächen auftritt, zeigt ein einfacher Versuch. Bei einem spielend leicht gehenden Lager dieser Art muß eine wesentlich größere Kraft zur Axialverstellung als zur normalen Drehung des Lagers aufgewendet werden. Wäre bei allen Bewegungen stets nur rollende Reibung vorhanden, so müßten die Kräfte vollständig gleich sein.

Ein weiterer Fehler dieser Konstruktion ist darin zu finden, daß sie gänzlich ungeeignet ist zur Aufnahme von Axialdruck. Infolge des Mangels von Schultern wird bei Axialbelastung eine Kugelreihe keilförmig zwischen Innenlaufbahn und Außenring festgeklemmt, während die andere Spiel bekommt. Es arbeitet also — sowie Axialdrücke auftreten — in diesen Lagern nur die Hälfte aller Kugeln.

Anders verhält sich die Sache bei den in Fig. 38 und 39 dargestellten einstellbaren Laufringlagern, wie sie von den Deutschen Waffen- und Munitionsfabriken hergestellt werden. Bei diesen Lagern laufen die Kugeln sowohl beim Innen-, als beim Außenring in Rillen, und zwar ist die Krümmung dieser Rille so berechnet, daß die Druckfläche, die bei Belastung des Kugellagers zwischen Kugeln und Innenring gebildet wird, genau gleich der Druckfläche ist, die sich zwischen Kugeln und Außenring bildet. Um dies zu erreichen, wird der Krümmungsradius der Laufrille des Außenringes etwas größer gewählt, als der des Innenringes, da ja der konkave Außenring sich sowieso mehr der Kugel anschmiegt als der konvexe Innenring. Es ist dies natürlich von Vorteil für eine gleichmäßige Beanspruchung aller Teile des Kugellagers.

Die Herstellung der Lager erfolgt, wie dies Fig. 38 und 39 zeigen, in doppelreihiger und einreihiger Ausführung; die doppelreihige Ausführung trägt, etwa doppelt soviel als die vorher beschriebene Ausführung ohne Laufring, während die einreihige Ausführung etwa die gleiche Tragfähigkeit aufweist.

Die Einstellung dieser Lager ist durch Abschleifen des Außenringes in Kugelform gewährleistet, und die Erfahrungen der Praxis haben die Betriebssicherheit nachgewiesen.

Die Lager können übrigens infolge der Anordnung von Schultern bis zu einem gewissen Grade auch Axiallast aufnehmen. Die Belastung wird von beiden Kugelreihen gleichmäßig getragen, ohne daß die eine der beiden hierbei höher beansprucht oder gar überlastet wird.

Nach diesen Ausführungen sollte es wohl klar sein, daß die Form einstellbarer Kugellager mit Überringen, wie sie Fig. 38 und 39 zeigen, allein größere Tragfähigkeit und Betriebssicherheit der Lager gewährleistet.

Weitere Fortschritte im Bau von Explosionsmaschinen.

Mit Abbildungen, Fig. 40 bis 42.

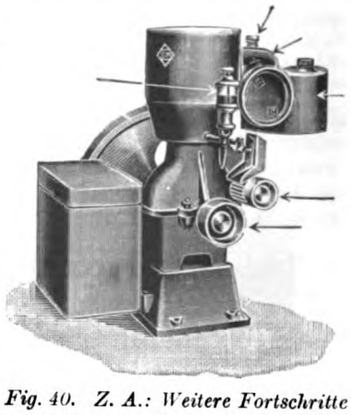


Fig. 40. Z. A.: Weitere Fortschritte im Bau von Explosionsmaschinen.

Zusammenfassung. Beschrieben sind drei Maschinentypen, von denen der erste nach den Dieseltypus arbeitet. Die zweite Maschine trägt das Brennstoffgefäß gleich mit sich und ist im Gegensatz zur ersten leicht transportabel; man braucht sie zu dem Zwecke nur auf einen Holzschlitten oder auf ein mit Rädern versehenes Untergestell zu setzen. Der dritte Typ ist speziell als Antriebsmaschine für Pumpen kleinerer Leistungsfähigkeit bestimmt und hat deshalb selbst nur eine Leistung von $^3/_4$ bis 1,5 PS; er arbeitet mit Benzin, während die zweitbeschriebene Maschine für Benzol und Petroleum und die zuerst beschriebene für schwere Rohöle konstruiert ist.

Durch die Abbildungen, Fig. 40 bis 42 werden einige neuere Explosionsmaschinen veranschaulicht, die sich auch für Exportzwecke eignen. Die erste derselben, die durch Fig. 42 wiedergegeben ist, stellt eine nach dem Dieselverfahren betriebene **Rohölmaschine** dar, die in den Größen für 15 bis 150 PS ausgeführt wird. Die Maschine soll nach den uns vorliegenden Mitteilungen gleichgut mit Paraffin, wie auch den schweren gali-

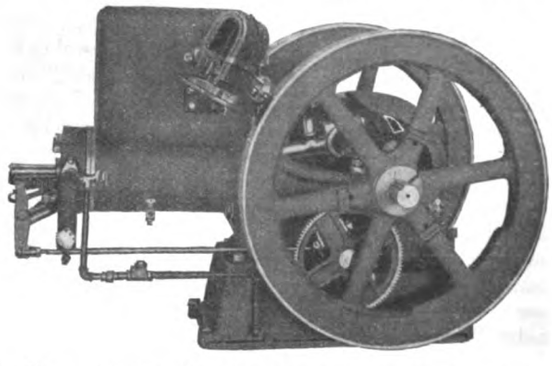


Fig. 41. Z. A.: Weitere Fortschritte im Bau von Explosionsmaschinen.

zischen und russischen Petroleumrückständen arbeiten, die bekanntlich so zähe sind, daß sie erst erwärmt werden müssen, ehe man sie pumpen kann.

In dem Charakter ihres Diagrammes und in der Art, wie die Ladung in den Zylinder geleitet wird, ist die Maschine dem Dieseltypus nachgebaut; sie unterscheidet sich von ihm jedoch durch eine verhältnismäßig niedrige Kompression und demzufolge auch geringem Maximaldruck. Gleich der Dieselmaschine arbeitet aber auch die vorliegende im Viertakt, und wie bei der Dieselmaschine, gelangt der Brennstoff erst in die Verbrennungskammer, wenn der Kompressionshub sich vollzogen hat. Beim Kompressionshub besteht also genau wie bei der Dieselmaschine der Inhalt des Zylinders nur aus reiner Luft, die in geringem Maße mit den Überresten der voraufgegangenen Verbrennung gemischt ist. Die Luft wird zusammengepreßt, und in dem Augen-

blick, wo der Kolben beginnt, sich vorwärts zu bewegen, wird die neue Brennstoffladung stufenweise in den Zylinder gespritzt und zur Verbrennung gebracht.

Die zur Zerstäubung des Brennstoffes erforderliche Luft wird mittels einer an der Seite des Zylinders befindlichen Pumpe in einem Reservoir vorkomprimiert; der Antrieb der Pumpe erfolgt durch ein auf der Kurbelwelle montiertes Exzenter. Eine Plungerpumpe, deren Hub vom Regulator der Belastung der Maschine entsprechend geändert wird, führt den Brennstoff der Entstäubungs- und Zündkammer zu. Die Zerstäubungskammer ist nichts anderes

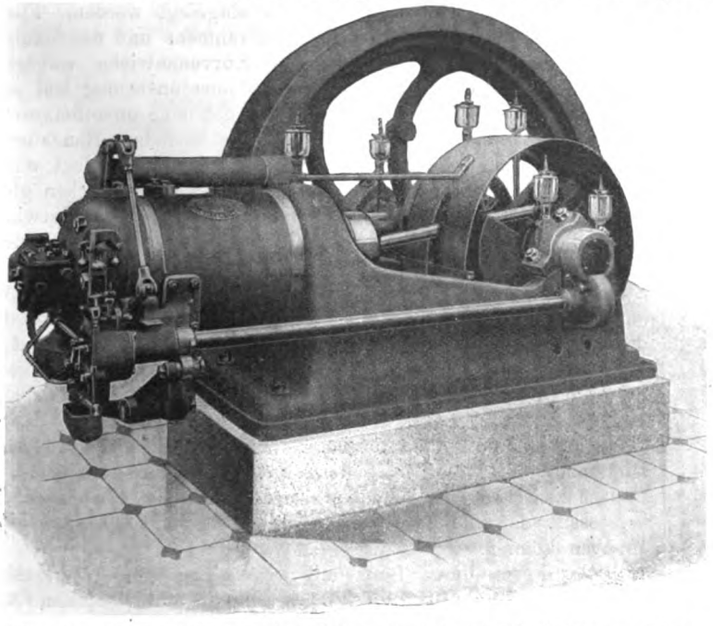


Fig. 42. Z. A.: Weitere Fortschritte im Bau von Explosionsmaschinen.

als ein kleiner rechteckiger Stahlblock; dieser wird an seiner Rückwand mittels einer Ableitung vom Zylindermantel mit Wasser gekühlt und sein Inneres steht in Verbindung mit dem Luftbehälter. Von dieser Zerstäubungskammer führen zwei Nadelventile, das eine direkt in den Zylinder, das andere durch die Seite der Zerstäubungskammer in die Zündungskammer, letztere bestehend aus einem hohlen Behälter aus Gußeisen, der wenn die Maschine arbeitet, infolge der bei den Explosionen entwickelten Hitze rotglühend erhalten wird. Der Brennstoff gelangt in die Zerstäubungskammer durch einen ringförmigen Gang, der um das Vorderteil des Luftventils geht und in die Verbrennungskammer führt. Aller Zündstoff, der sich in diesem Raum befindet, wird daher bei Öffnung dieses Ventiles direkt in die Zündungskammer geblasen, woselbst er gleichzeitig zerstäubt wird. In dieser Kammer entzündet er sich an den rotglühenden Wänden und entweicht durch ein schräg gebohrtes Loch in den Zylinder, so daß der Feuerstrahl den zerstäubenden Brennstoff trifft und entzündet, welcher gleichzeitig durch das Luftventil, das direkt in den Zylinder führt, herausgeschleudert wird. Die Folge davon ist, daß der zerstäubte Brennstoff eher brennt als explodiert, wodurch eine günstige Ausnützung desselben erzielt wird.

Die eben beschriebene Art der Brennstoffzufuhr ist, wie eine Mitteilung der Firma Schweizer & Müller in Hamburg, besagt, patentiert.

Bei voller Belastung geht der größte Teil der Brennstoffladung durch die Zerstäubungskammer in den Zylinder. Bei verminderter Belastung schneidet der Regulator den Hub der Brennstoffpumpe ab, so daß das Verhältnis des in die Zündungskammer eintretenden Brennstoffes zu dem in die Zerstäubungskammer gelangenden sich vergrößert. Bei leichter Belastung tritt überhaupt kein Brennstoff in die Zerstäubungskammer, dagegen erreicht der ganze Brennstoffzufluß den Zylinder auf dem Wege durch die Zündungskammer. Tatsächlich ist bei allen Belastungen die in die Verbrennungskammer eintretende Ladung gleichmäßig und entspricht dem Quantum, welches zum Betriebe der Maschine bei leichter Belastung erforderlich ist. Die Regulierung wird allein durch die Verminderung des Brennstoffzuflusses bewirkt. Die Verbrennungskammer wird daher stets auf einer gleichmäßigen Temperatur gehalten, die zur Erhitzung der Ladung genügt, sie ist aber doch nicht so heiß, um zu einer schnellen Abnahme des Brennstoffes zu führen.

Die Regulierung beruht auf dem Prinzip der Zentrifugalkraft und erfolgt teils mit Gewichts-, teils mit Federbelastung. Die Feder des Regulators kann während des Ganges der Maschine verstellt werden, und damit besteht denn auch die Möglichkeit, die Geschwindigkeit der Maschine innerhalb gewisser Grenzen zu ändern. Der Kolben der Brennstoffpumpe wird durch einen Hebel mit Glockenkurbel betätigt, der in einem langen Schlitz an seinem Vorderende sich bewegt.

Bei voller Belastung treibt der Regulator einen Keil so hoch, daß das Ende der Glockenkurbel gegen diesen Keil schlägt und der Pumpe ihren höchsten Hub gibt. Senkt sich der Keil, so verliert die Glockenkurbel einen großen Teil ihrer Bewegung und der Pumpenkolben macht einen Teilhub. Damit aber vermindert sich die Menge des dem Zylinder zugeführten Brennstoffes. Beim Anlassen hat man die Zündkammer naturgemäß erst mit Hilfe einer Lampe zu erhitzen. Ist die Kammer dann genügend erwärmt, so wird die Maschine angelassen, indem man die Kurbelwelle etwas über den toten Punkt hinausstellt und dann Luft aus dem Luftbehälter durch ein besonderes Ventil in den Zylinder einläßt.

Die durch Fig. 41 veranschaulichte **Maschine mit Verdampfungskühlung** ist sowohl für Benzin, als auch für Betrieb mit Petroleum und Benzol zu brauchen; sie wird für Leistungen von 2, 4 und 6 PS gebaut und dürfte sich der zweckmäßigen Gewichtsverteilung halber auch als fahrbare Maschine eignen. Als Motoren mit Verdampfungskühlung kommen diese Maschinen speziell für Benutzung im Freien in Betracht. In geschlossenen Räumen und in solchen, in denen auch andere Maschinen Aufstellung finden, kommt eine Maschine mit Verdampfungkühlung allerdings weniger in Frage, weil der auf den eisernen Teilen sich niederschlagende Dampf eine Rostbildung hervorruft.

Der eiserne Sockel enthält das Brennstoffgefäß, das aus galvanisiertem Stahlblech hergestellt ist. Die Rohrleitung, die dieses Brennstoffgefäß mit dem Zylinder verbindet, ist vor Versandt der Maschine bereits einmontiert; Arbeitszylinder und Kühlgefäß sind im übrigen in einem Stück gegossen, so daß jede Rohrleitung zwischen Maschine und Kühlgefäß wegfällt.

Nicht unerwähnt möge hier bleiben, daß diese Maschine auch in stehender Anordnung mit Zirkulationskühler gebaut wird.

STOPFBÜCHSE FÜR DAMPFMASCHINEN.

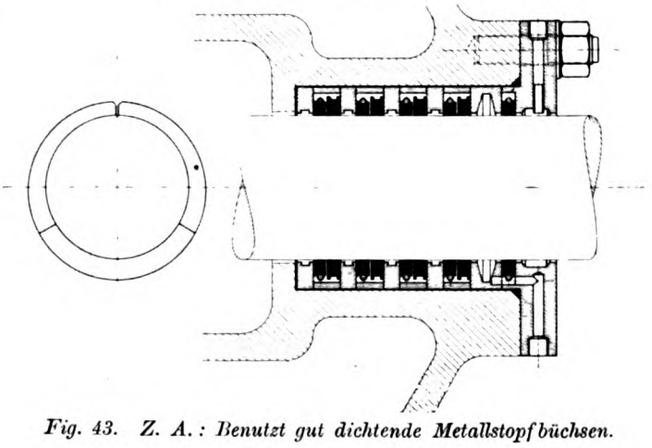


Fig. 43. Z. A.: Benutzt gut dichtende Metallstopfbüchsen.

Daneben liefert die oben genannte Firma, wie sie uns mitteilt, noch eine **Maschine für elektrische Lichterzeugung.** Diese wird mit einem außergewöhnlich empfindlichen Regler ausgestattet, um den für elektrische Lichtzentralen unbedingt erforderlichen gleichmäßigen Gang sicherzustellen. Die Zündung wird durch einen Elektromagnet bewirkt.

Die **dritte Maschine,** die unter den Namen Typ P in der Praxis eingeführt wurde, ist bisher nur in der Größe von $^3/_4$ PS zur Ausführung gekommen und speziell für Pumpenzwecke

bestimmt. Neuerdings wird aber dieselbe auch noch in der Größe von 1 $^1/_2$ PS-Leistung hergestellt; diese unterscheidet sich von der ersterwähnten allerdings nur in Nebensächlichem. Auch diese Maschine kommt betriebsfertig zum Versandt; sie besitzt ein an den Zylinder angebautes Kühlgefäß mit Benzinbehälter und schmiert sich wie die erste selbsttätig (Fig. 40).

Benutzt gut dichtende Metallstopfbüchsen.

Mit Abbildungen, Fig. 43 u. 44.

Zusammenfassung. Die beschriebene Metallstopfbüchse ist für jeden Druck und jede Temperatur verwendbar; sie kennzeichnet sich durch Dichtungselemente, bestehend aus geschlossenen und geteilten Ringen, von denen der geschlossene sich allemal gegen einen sog. Kammerring anlegt.

Jede Metallstopfbüchse hat zwei Aufgaben zu erfüllen: sie muß erstens den Durchgang der Flüssigkeit (des Gases, Dampfes usw.)

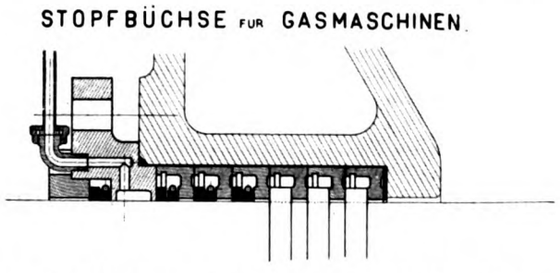


Fig. 44. Z. A.: Benutzt gut dichtende Metallstopfbüchsen.

an der Stange entlang und zweitens um die Dichtungsringe herum verhindern.

Beiden Aufgaben scheint die von Sack & Kieselbach, G. m. b. H. in Düsseldorf-Rath eingeführte Patentpackung gerecht zu werden. Die Dichtungselemente bestehen bei dieser, wie die Fig. 43 und 44 erkennen lassen, aus Gruppen von je einem geschlossenen und einem geteilten Ringe. Der geschlossene Ring liegt dicht aufgeschliffen gegen den feststehenden Kammerring an und verhindert den Durchtritt um die Ringe herum. Der dreiteilige Ring wird durch eine Spiralfeder sanft an die Stange angelegt und dichtet ab, ausgenommen an einer Schlitzstelle. Durch eine eigenartige Anordnung wird erreicht, daß sich diese Stelle stets oben befindet. Dort liegt zugleich der ungeteilte Ring durch sein Eigengewicht gezwungen, auf der Stange auf. So wird denn auch die zweite Bedingung, das fugendichte Abdichten der Stange erfüllt.

Um Erfolg zu haben, erübrigt es nur diese theoretisch vollkommene Konstruktion auch praktisch genügend genau auszuzuführen. Dazu ist allerdings die Herstellung aller inneren sowie äußeren Teile und Kammern der geteilten und ungeteilten Ringe mittels Spezial-Schleifmaschinen Erfordernis. Ebenso müssen diese Schleifmaschinen um Verspannungen zu verhindern, mit elektromagnetischen Spannvorrichtungen versehen sein. Ch.

Bimssanddielenmaschine.

Mit Abbildung, Fig. 45.

Im Neuwieder Becken wurde im vergangenen Jahr eine Bimssanddielenmaschine für Kraftbetrieb aufgestellt, deren Konstruktion insofern bemerkenswert ist, als sie sich von den bekannten Dielenmaschinen-Ausführungen wesentlich unterscheidet. Es werden Dielen genannter Art in der Größe von 106 cm Länge 28 cm Breite und 5 bis 9 cm Stärke fabriziert.

Infolge des großen Volumens des Rohmaterials ist allerdings ein entsprechend großer Vorratstrichter erforderlich, so daß die Maschine ziemlich hoch aufbaut. Um ein Verschmutzen der Antriebselemente zu verhindern, wurde der Antrieb neben den eigentlichen Stampf- und Füllmechanismus verlegt. Da es für die Schnelligkeit des Absetzens der frischen Formlinge von Wichtigkeit ist, daß letztere nicht erst weit getragen zu werden brauchen, wurde die ganze Stampfmaschine von Hand fahrbar angeordnet. Dies bedingt wiederum elektrischen Antrieb der Maschine durch einen auf ihr aufgestellten Motor.

Der Arbeitsvorgang selbst vollzieht sich in der Weise, daß ein fahrbarer Formkasten zwischen der Stampf- und Aushebestelle hin- und hergleitet. Er erhält seine Füllung durch einen Füllrahmen, welcher sich zwischen Vorratstrichter und Stampfstelle hin und zurück bewegt. Die Stampfschläge, deren Anzahl regulierbar ist, fängt ein entsprechend starker Amboß auf. Der Formkasten hat bewegliche Längswände, welche der Bimssanddiele die Nut und Feder geben. Weiter fährt er an der Stampfstelle zwischen feststehende Querwände, die ihn seitlich abschließen. Als Unterlage für die Diele dienen entsprechend lange Bretter, die jeweilig vor Füllen des Kastens eingelegt werden. Für die Bewegungen des Formkastens, des Füllrahmens und des Stampfers wurden untereinander unabhängige Kurvenantriebe vorgesehen. Eine durch einen Fußhebel betätigte Momentauslösung läßt sofort die Maschine zum Stillstand kommen, wenn eine unvorhergesehene Störung eintreten sollte und durch eine besondere Handausrückvorrichtung kann die Stampfertätigkeit allein still gelegt werden.

Größere Schwierigkeiten waren bei der erforderlichen gleichmäßigen Materialzuführung in den Füllrahmen zu überwinden. Auch die Materialzuführung in den Vorratstrichter selbst bedurfte einer eigenartigen Lösung, die man dadurch fand, daß man die Stampfmaschine an einer entsprechend hohen gemauerten Wand entlang führt und ihr das Formgut durch Kippwagen zubringt, die oben auf der Mauer entlang fahren und das Mischgut von einer ebenfalls oben, aber feststehenden Mischmaschine erhalten.

Zur Bedienung der Dielenmaschine, die eine Antriebskraft von ca. 8 PS. erfordert, sind zwei Arbeiter nötig, welche jeweilig ein Brett einzulegen haben und es bald darnach mit einer fertigen Bimssanddiele belegt, aus dem Kasten wieder ausheben. Die Pausen zwischen dem Vor- und Zurückgehen des Kastens sind so bemessen, daß die Arbeiter ihre Tätigkeit ohne Überanstrengung ausüben können.

Der Formrahmen fährt mit dem eingelegten Unterlagsbrett über den Amboß. Hierbei schließen sich die aufgeklappten Längswände. Alsdann überfährt der Füllrahmen den Formkasten und läßt ein abgemessenes Quantum Material in letzteren hineingelangen. Hierauf erfolgt der Verdichtungsschlag durch den Füllrahmen hindurch. Nach Hochgehen des Schlagstempels fährt der Füllrahmen entleert zurück unter den nunmehr wieder geöffneten Vorratstrichter, um sich hier erneut zu füllen. Inzwischen setzt

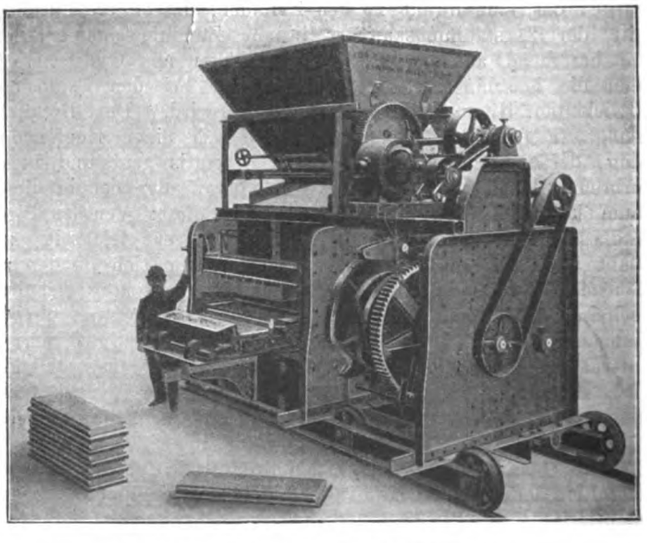


Fig. 45. Z. A.: Bimssanddielenmaschine.

der Schlagstempel seine, das Material verdichtende Tätigkeit fort und schaltet selbsttätig nach einer bestimmten Anzahl Schläge aus. Der Formkasten fährt nun vom Amboß nach vorn, die Seitenwände öffnen sich auf diesem Wege und ermöglichen den beiden Arbeitern die fertige Diele anzufassen und auszuheben.

Die Maschine leistet pro Tag 500 qm Bimssanddielen; sie wurde von Dr. Gaspary & Co. in Markranstädt bei Leipzig konstruiert und in deren Fabrik auch ausgeführt unter Berücksichtigung der Angaben der sich als Hersteller von Bimssanddielen eines guten Rufes erfreuenden Besteller der Maschine.

Ing. H. König.

Über die Beseitigung von Rauchbelästigungen bei Dampfkesselanlagen.

Zusammenfassung. Als Ursachen für die Rauchbelästigung werden außer unrichtigem Heizen, unsachgemäße Konstruktion der Feuerung selbst, unvollkommene Verbrennung sowie ebensolche Beanspruchung des Rostes und Wahl von falschem Brennmaterial angegeben.

Mittel zur Beseitigung der Rauchbelästigung werden im richtigen Feuern und in der Zufuhr von Sekundärluft gefunden, ev. sind Koks und Anthrazit als Brennstoff zu wählen.

Von allen behördlichen Maßnahmen zur Beseitigung der Belästigungen durch die Industrie ist das Eingreifen zur Abwehr

Fig. 46. Z. A.: Neue Trockenschränke.

von Rauchschäden mit am berechtigsten. Für den Beteiligten bilden derartige Vorschriften allerdings oft den Anfang einer ganzen Reihe von Unannehmlichkeiten im Betriebe, da naturgemäß auch hier niemand der Urheber sein will und der Übelstand sehr oft an verschiedenen Stellen der betreffenden Feuerungsanlagen zu suchen ist.

In der Regel wird wohl zuerst der betreffende Heizer für das Rauchen seines Kessels verantwortlich gemacht. Es ist auch nicht zu leugnen, daß in vielen Fällen lediglich die unsachgemäße Bedienung der Feuerung das starke Rauchen des Schornsteines herbeiführt bezw. unterstützt, während andererseits durch sachgemäße Bedienung der Feuerung ein übermäßiges Rauchen zu vermeiden ist, oder zum mindesten auf ein erträgliches Maß herabgemindert werden kann.

In vielen Fällen versagt aber auch die Kunst des Heizers. Die Erkenntnis hierfür tritt allerdings oft erst nach dem mit vielem Ärger verknüpften Wechsel des Heizerpersonals ein. Geht man der eigentlichen Ursache dann auf den Grund, so findet man, daß meistens eine ganze Reihe Faktoren zusammengewirkt haben, die Rauchbildung zu unterstützen bezw. zu einer Rauchbelästigung ausarten zu lassen.

Starke Rauchentwicklung bei Dampfkesselfeuerung an sich ist stets die Folge einer unvollkommenen Verbrennung. Indessen sei ausdrücklich bemerkt, daß eine rauchschwach oder gar rauchlos arbeitende Feuerung noch lange kein Beweis für vollkommene Verbrennung ist, da die Rauchgase infolge sehr großen Luftüberschusses ja derart verdünnt sein können, daß von einer Rauchbildung fast nichts zu merken ist.

Die Ursache starker Rauchentwicklung ist eben nicht nur abhängig von der Bedienung, sondern auch in der Konstruktion der Feuerung, der Rostbeanspruchung und der Qualität der verwendeten Kohlensorten begründet.

Das einfachste Mittel, eine rauchschwache Verbrennung zu erzielen, ist in der Verwendung von gasarmen Kohlen zu suchen, und verschwindet der Rauch bekanntlich beim Verfeuern von Koks und Anthrazit. Leider sind aber letztere sowohl, als auch gasarme Kohlen nicht immer in den erforderlichen Mengen und preiswert zu beschaffen. Ebenso eignen sich gasarme Brennstoffe der schwereren Zündung und schwereren Verbrennung wegen nicht für stark im Dampfbedarf wechselnde Betriebe. Man muß also versuchen, auch mit gashaltigeren Kohlen eine möglichst rauchschwache Verbrennung zu erzielen. Um bei rauchschwacher Verbrennung auch eine sonst vollkommene Ausnutzung des Brennstoffes zu erreichen, hat man die Luftzufuhr nach einem jedesmaligen Beschicken der Feuerung besonders zu regeln. Dies geschieht am besten unter Verwendung von „Oberluft“, welche man über den Rost oder hinter denselben solange in den Gasstrom einführt, bis die frisch aufgeworfenen Kohlenmengen entgast sind. Auf diesem Prinzip beruhen alle sogenannten Sekundärluftzuführungen, welche entweder Luft durch zeitweise geöffnete Spalten der Feuertür oder mittels absperrbarer Zuführungsrohre einer durchbrochen ausgeführten Feuerbrücke zuführen. Auch die oft hinter den Feuerbrücken angeordneten, durch Schamotteringe begrenzten Verbrennungskammern mit Oberluftzufuhr gehören hierher.

Von allen diesen Vorrichtungen hat sich ihrer Einfachheit und Billigkeit wegen am besten die erstere bewährt, und kann man sich jederzeit durch einen einfachen, kostenlosen Versuch von der Zweckmäßigkeit des Verfahrens überzeugen. Man braucht nur unmittelbar nach dem frischen Beschicken bezw. Bearbeiten des Feuers für einen Augenblick die Feuertür 2 bis 3 cm geöffnet zu halten und zwischen derselben und dem Feuergeschränk einen schmiedeeisernen Keil einzuklemmen und hierbei die Rauchentwicklung am Schornsteinkopf zu beobachten. Dieses Offenhalten der Feuertür hat indessen nur solange zu geschehen, bis die frisch aufgeworfenen Kohlenmengen entgast sind und dem durch die Beschickung geltend gemachten größeren Luftbedarf genügt ist, was in der Regel in einigen Minuten der Fall ist.

An Stelle des zeitweise Offenhaltens der Feuertür können selbstverständlich auch Luftschlitze in der Feuertür treten; diese müssen indessen jederzeit leicht durch Schieber oder Rosetten zu schließen bezw. zu öffnen sein. Auf diese verhältnismäßig einfache Art und Weise ist es bei einigermaßen gutem Willen recht gut möglich, auch bei gasreicheren Kohlen eine rauchschwache und praktisch doch vollkommene Verbrennung zu erzielen. Zumal wenn auch im übrigen darauf geachtet wird, daß die frisch zuzuführende Kohle möglichst nur auf den vorderen Teil des Rostes geworfen wird, nachdem die bereits durchgebrannten Kohlenmengen schnell und gleichmäßig nach hinten geschoben sind.

Es ist weiter darauf zu achten, daß der Rost stets gleichmäßig beschickt ist, damit nicht zu viel Luft von unten durch denselben zuströmen kann, andererseits kann aber auch eine Überanstrengung des Rostes zu starker Rauchentwicklung führen, und ist daher beizeiten festzustellen, bei welcher stündlichen Kohlenmenge pro qm Rostfläche noch eine gute Verbrennung zu erzielen ist.

Ist starke Rauchentwicklung in dem Verbrauch einer bestimmten Kohlensorte begründet, so läßt sich der Übelstand ev. durch Mischen mit anderen Sorten mildern. Oft hilft schon die Verwendung einer anderen Körnung derselben Kohle. Derartige Versuche führen, wenn sorgfältig durchgeführt, meistens zu einem

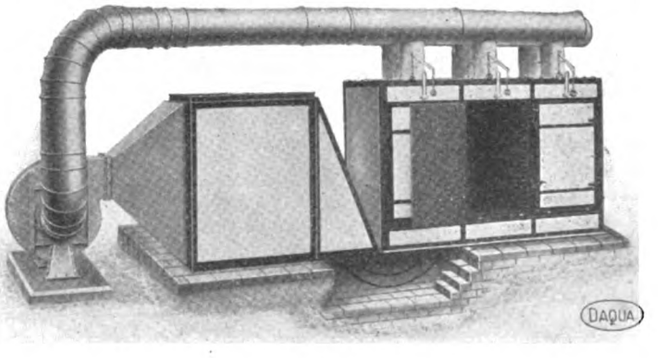


Fig. 47. Z. A.: Neue Trockenschränke.

brauchbaren Ergebnis, wobei natürlich die konstruktiv richtige Form des Rostes Vorbedingung ist. Ein Rost für Stückkohle ist nicht zur Befeuerung von Staubkohle geeignet, und ebenso taugt ein Rost für Braunkohle nicht zugleich für Steinkohlenfeuerung. —.

Man sieht, daß bei Rauchbelästigung eine ganze Reihe von Faktoren zu beachten sind, und daß man Abhilfe in der einen oder anderen Weise zu suchen hat. Winkelmann.

Neue Trockenschränke.

Mit Abbildungen, Fig. 46 bis 48.

Zusammenfassung. Der beschriebene Trockenschrank ist für Gas-, Dampf- oder Warmwasserheizung berechnet und besteht aus einzeln für sich verschließbaren Fächern, die sich als Teile eines gut isolierten Schrankes darstellen. Der Betrieb kann nach dem Hochdruck- und dem Niederdruckverfahren erfolgen.

Um chemische Produkte aller Art mit Hilfe von Gas, Dampf oder Warmwasser zu trocknen, werden neuerdings neben den älteren, zu diesem Zwecke existierenden Systemen auch die Daqua-Trockenschränke benutzt. Diese kennzeichnen sich durch eine Unterteilung in einzelne Fächer oder Abteilungen, deren jede für sich beheizt werden kann. Die Größe der Abteilungen hängt von der verlangten Leistung und naturgemäß auch von der Größe der zu trocknenden Produkte ab. Man kann jede einzelne Abteilung für sich füllen und ebenso entleeren. Desgleichen läßt sich jede Abteilung für sich an- und abstellen. Weiter ist Vorsorge getroffen, daß die Abgabe der Wärme eine verhältnismäßig intensive ist. Als Böden der einzelnen Fächer gelangen schmiedeeiserne Platten zur Anwendung, die im Bade verzinkt sind. Die Platten sind für jeden Druck bis zu 12 at. verwendbar. Nach außen werden die Abteilungen eines Schrankes durch eine gute Isolierung abgeschlossen.

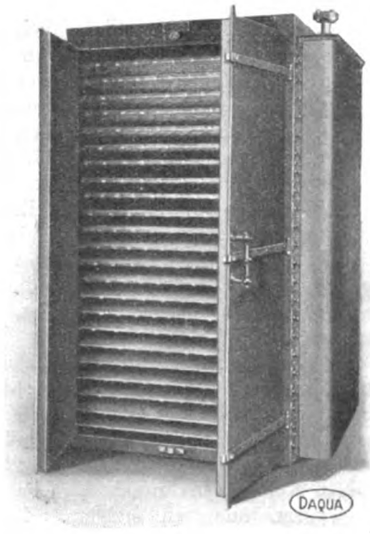


Fig. 48. Z. A.: Neue Trockenschränke.

Von den Abbildungen zeigt Fig. 46 einen Daqua-Schrank für höhere Temperaturen und geringen Luftwechsel. Man sieht, daß hier jede Abteilung durch eine zweiflügelige Tür verschlossen wird, die sich verriegeln läßt und in jedem ihrer Flügel eine Luftregulierrosette enthält.

Fig. 47 stellt einen Daqua-Trockenschrank für niedrige Temperaturen dar, eingerichtet für größeren Luftwechsel und unmittelbar verbunden mit einem besonderen Luftheizapparat und Ventilator.

In Fig. 48 ist ein Trockenschrank mit schmalen Fächern und nur einer einzigen, sämtliche Fächer bedienenden zweiflügeligen Tür dargestellt.

Es ist selbstverständlich, daß von Danneberg & Quandt in Berlin, deren Konstruktionen die vorbeschriebenen Schränke darstellen, auch Trockenschränke gebaut werden, die gleichzeitig für höhere und für niedrige Temperaturen und schwachem, resp. starken Luftwechsel zu verwenden sind. Äußerlich unterscheiden sich diese Kombinationen naturgemäß nicht von den durch Fig. 46 und 48 veranschaulichten Spezialschränken. Daß jede einzelne Dampfleitung absperrbar ist, bedarf wohl keiner besonderen Hervorhebung.

Schwingbare Luftschiffhalle.

Mit Abbildung, Fig. 49.

Eine Luftschiffhalle, deren Merkmale darin zu erblicken sind, daß ein in eine Spitze auslaufendes Gehäuse um eine auf einem Drehlager ruhende Achse schwingbar gelagert und durch vom Drehlager ausgehende elastische Zugmittel schwebend über der Achse gehalten wird, gibt Fig. 49 wieder.

Die Abbildung, deren Skz. 1 eine Längsansicht und Skz. 2 eine Vorderansicht mit Andeutung des Luftschiffs zeigt, läßt erkennen, daß die Halle kein Gebäude im gewöhnlichen Sinne ist, also keinen Fußboden, Seitenwände, Dach hat. Dies alles wird vielmehr ersetzt durch ein tonnenförmiges, in eine Spitze auslaufendes und umschnürtes Gehäuse mit freiem Innenraum. Das Gehäuse wird durch ringförmige Binder c gebildet, die durch leichte Längsversteifungen b zu einem Gerüst verbunden sind, das am hinteren Ende mit einer Spitze versehen und durch Ausleger (Spieren) d verstärkt ist, welche mit dem Gehäuse durch Drähte, Schnüre u. dgl. verbunden werden. Auf den Längsversteifungen b wird mittels Sparren die — nicht eingezeichnete — Umhüllung befestigt. welche so viel Fenster erhält, wie nötig erscheinen. Die Verspannungsdrähte der Binder werden zweckmäßig von der Hülle umschlossen.

Die Halle ist mittels eines Kielgerüstes auf eine Achse e gesetzt, auf welcher sie durch Drehlager gehalten wird und um die sie schwingen kann. Die Achse e sitzt in einem als Drehscheibe oder Drehbrücke ausgebildeten Drehlager a. Dieses Drehlager kann auch kreuzförmig angeordnet sein, um mehr Sicherheit gegen Umkippen zu bieten. Gegen Umkippen wird es auch noch durch von unten gegen eine Schiene anlaufende Räder geschützt, ferner durch Beschwerung mit Steinen, welche in zu dem Zwecke vorgesehene Behälter gelegt werden.

Die ganze Halle wird in ihrer aufrechten Lage durch seitlich angebrachte Zugschnüre f_1 gehalten, die in Zugfedern f auslaufen, welche an dem Drehlager a befestigt sind. Hieraus ergibt sich, daß bei seitlichen Windstößen die ganze Halle federnd hin und her schwingen kann. Die Zugfedern können auch durch andere maschinelle Einrichtungen, z. B. durch mittels Luftdruckes auf Öl spielende Kolben ersetzt werden.

Die beschriebene Anordnung hat, nach der Erklärung ihres Konstrukteurs Fernando Arens in Hamburg, folgende Vorteile (P. 242066):

a) seitliche Windstöße treffen keine flachen, sondern nur rundlich geformte Wände, wodurch sie in ihrer Wirkung abgeschwächt werden;

b) durch die schwingbar und schwebend auf einer Achse angeordnete Lagerung des Gehäuses wird erreicht, daß irgendwelche durch den Winddruck gegebenenfalls hervorgerufene Formveränderungen des Gehäuses auf letzteres beschränkt bleiben und sich nicht dem Drehlager mitteilen können;

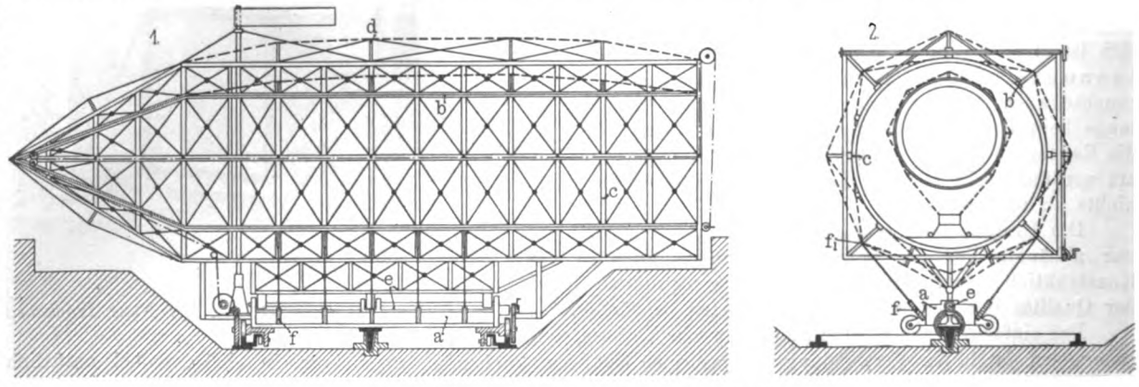


Fig. 49. Z. A.: Schwingbare Luftschiffhalle.

c) durch die gewählte Form des Gehäuses ist ermöglicht, dieses als leichtes und dabei festes Gerüst auszubilden und damit die Drehbarkeit des ganzen Gebildes zu erleichtern.

Über die Beseitigung von Rauchbelästigungen bei Dampfkesselanlagen.

Zusammenfassung. Als Ursachen für die Rauchbelästigung werden außer unrichtigem Heizen, unsachgemäße Konstruktion der Feuerung selbst, unvollkommene Verbrennung sowie ebensolche Beanspruchung des Rostes und Wahl von falschem Brennmaterial angegeben.

Mittel zur Beseitigung der Rauchbelästigung werden im richtigen Feuern und in der Zufuhr von Sekundärluft gefunden, ev. sind Koks und Anthrazit als Brennstoff zu wählen.

Von allen behördlichen Maßnahmen zur Beseitigung der Belästigungen durch die Industrie ist das Eingreifen zur Abwehr

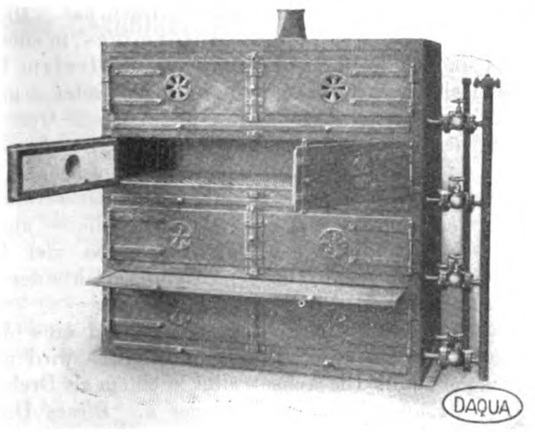


Fig. 46. Z. A.: Neue Trockenschränke.

von Rauchschäden mit am berechtigsten. Für den Beteiligten bilden derartige Vorschriften allerdings oft den Anfang einer ganzen Reihe von Unannehmlichkeiten im Betriebe, da naturgemäß auch hier niemand der Urheber sein will und der Übelstand sehr oft an verschiedenen Stellen der betreffenden Feuerungsanlagen zu suchen ist.

In der Regel wird wohl zuerst der betreffende Heizer für das Rauchen seines Kessels verantwortlich gemacht. Es ist auch nicht zu leugnen, daß in vielen Fällen lediglich die unsachgemäße Bedienung der Feuerung das starke Rauchen des Schornsteines herbeiführt bezw. unterstützt, während andererseits durch sachgemäße Bedienung der Feuerung ein übermäßiges Rauchen zu vermeiden ist, oder zum mindesten auf ein erträgliches Maß herabgemindert werden kann.

In vielen Fällen versagt aber auch die Kunst des Heizers. Die Erkenntnis hierfür tritt allerdings oft erst nach dem mit vielem Ärger verknüpften Wechsel des Heizerpersonals ein. Geht man der eigentlichen Ursache dann auf den Grund, so findet man, daß meistens eine ganze Reihe Faktoren zusammengewirkt haben, die Rauchbildung zu unterstützen bezw. zu einer Rauchbelästigung ausarten zu lassen.

Starke Rauchentwicklung bei Dampfkesselfeuerung an sich ist stets die Folge einer unvollkommenen Verbrennung. Indessen sei ausdrücklich bemerkt, daß eine rauchschwach oder gar rauchlos arbeitende Feuerung noch lange kein Beweis für vollkommene Verbrennung ist, da die Rauchgase infolge sehr großen Luftüberschusses ja derart verdünnt sein können, daß von einer Rauchbildung fast nichts zu merken ist.

Die Ursache starker Rauchentwicklung ist eben nicht nur abhängig von der Bedienung, sondern auch in der Konstruktion der Feuerung, der Rostbeanspruchung und der Qualität der verwendeten Kohlensorten begründet.

Das einfachste Mittel, eine rauchschwache Verbrennung zu erzielen, ist in der Verwendung von gasarmen Kohlen zu suchen, und verschwindet der Rauch bekanntlich beim Verfeuern von Koks und Anthrazit. Leider sind aber letztere sowohl, als auch gasarme Kohlen nicht immer in den erforderlichen Mengen und preiswert zu beschaffen. Ebenso eignen sich gasarme Brennstoffe der schwereren Zündung und schwereren Verbrennung wegen nicht für stark im Dampfbedarf wechselnde Betriebe. Man muß also versuchen, auch mit gashaltigeren Kohlen eine möglichst rauchschwache Verbrennung zu erzielen. Um bei rauchschwacher Verbrennung auch eine sonst vollkommene Ausnutzung des Brennstoffes zu erreichen, hat man die Luftzufuhr nach einem jedesmaligen Beschicken der Feuerung besonders zu regeln. Dies geschieht am besten unter Verwendung von „Oberluft", welche man über den Rost oder hinter denselben solange in den Gasstrom einführt, bis die frisch aufgeworfenen Kohlenmengen entgast sind. Auf diesem Prinzip beruhen alle sogenannten Sekundärluftzuführungen, welche entweder Luft durch zeitweise geöffnete Spalten der Feuertür oder mittels absperrbarer Zuführungsrohre einer durchbrochen ausgeführten Feuerbrücke zuführen. Auch die oft hinter den Feuerbrücken angeordneten, durch Schamotteringe begrenzten Verbrennungskammern mit Oberluftzufuhr gehören hierher.

Von allen diesen Vorrichtungen hat sich ihrer Einfachheit und Billigkeit wegen am besten die erstere bewährt, und kann man sich jederzeit durch einen einfachen, kostenlosen Versuch von der Zweckmäßigkeit des Verfahrens überzeugen. Man braucht nur unmittelbar nach dem frischen Beschicken bezw. Bearbeiten des Feuers für einen Augenblick die Feuertür 2 bis 3 cm geöffnet zu halten und zwischen derselben und dem Feuergeschränk einen schmiedeeisernen Keil einzuklemmen und hierbei die Rauchentwicklung am Schornsteinkopf zu beobachten. Dieses Offenhalten der Feuertür hat indessen nur solange zu geschehen, bis die frisch aufgeworfenen Kohlenmengen entgast sind und dem durch die Beschickung geltend gemachten größeren Luftbedarf genügt ist, was in der Regel in einigen Minuten der Fall ist.

An Stelle des zeitweise Offenhaltens der Feuertür können selbstverständlich auch Luftschlitze in der Feuertür treten; diese müssen indessen jederzeit leicht durch Schieber oder Rosetten zu schließen bezw. zu öffnen sein. Auf diese verhältnismäßig einfache Art und Weise ist es bei einigermaßen gutem Willen recht gut möglich, auch bei gasreicheren Kohlen eine rauchschwache und praktisch doch vollkommene Verbrennung zu erzielen. Zumal wenn auch im übrigen darauf geachtet wird, daß die frisch zuzuführende Kohle möglichst nur auf den vorderen Teil des Rostes geworfen wird, nachdem die bereits durchgebrannten Kohlenmengen schnell und gleichmäßig nach hinten geschoben sind.

Es ist weiter darauf zu achten, daß der Rost stets gleichmäßig beschickt ist, damit nicht zu viel Luft von unten durch denselben zuströmen kann, andererseits kann aber auch eine Überanstrengung des Rostes zu starker Rauchentwicklung führen, und ist daher beizeiten festzustellen, bei welcher stündlichen Kohlenmenge pro qm Rostfläche noch eine gute Verbrennung zu erzielen ist.

Ist starke Rauchentwicklung in dem Verbrauch einer bestimmten Kohlensorte begründet, so läßt sich der Übelstand ev. durch Mischen mit anderen Sorten mildern. Oft hilft schon die Verwendung einer anderen Körnung derselben Kohle. Derartige Versuche führen, wenn sorgfältig durchgeführt, meistens zu einem

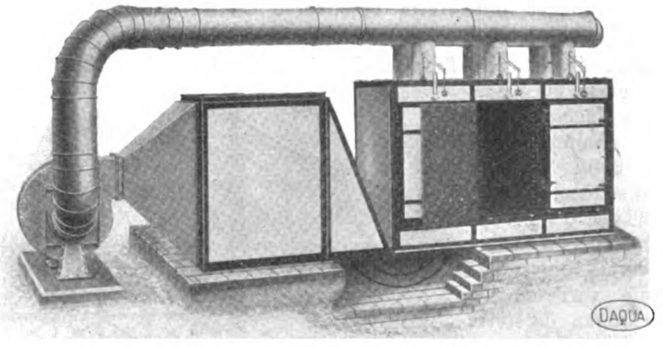


Fig. 47. Z. A.: Neue Trockenschränke.

brauchbaren Ergebnis, wobei natürlich die konstruktiv richtige Form des Rostes Vorbedingung ist. Ein Rost für Stückkohle ist nicht zur Befeuerung von Staubkohle geeignet, und ebenso taugt ein Rost für Braunkohle nicht zugleich für Steinkohlenfeuerung. —.

Man sieht, daß bei Rauchbelästigung eine ganze Reihe von Faktoren zu beachten sind, und daß man Abhilfe in der einen oder anderen Weise zu suchen hat.

Winkelmann.

Neue Trockenschränke.

Mit Abbildungen, Fig. 46 bis 48.

Zusammenfassung. Der beschriebene Trockenschrank ist für Gas-, Dampf- oder Warmwasserheizung berechnet und besteht aus einzeln für sich verschließbaren Fächern, die sich als Teile eines gut isolierten Schrankes darstellen. Der Betrieb kann nach dem Hochdruck- und dem Niederdruckverfahren erfolgen.

Um chemische Produkte aller Art mit Hilfe von Gas, Dampf oder Warmwasser zu trocknen, werden neuerdings neben den älteren, zu diesem Zwecke existierenden Systemen auch die Daqua-Trockenschränke benutzt. Diese kennzeichnen sich durch eine Unterteilung in einzelne Fächer oder Abteilungen, deren jede für sich beheizt werden kann. Die Größe der Abteilungen hängt von der verlangten Leistung und naturgemäß auch von der Größe der zu trocknenden Produkte ab. Man kann jede einzelne Abteilung für sich füllen und ebenso entleeren. Desgleichen läßt sich jede Abteilung für sich an- und abstellen. Weiter ist Vorsorge getroffen, daß die Abgabe der Wärme eine verhältnismäßig intensive ist. Als Böden der einzelnen Fächer gelangen schmiedeeiserne Platten zur Anwendung, die im Bade verzinkt sind. Die Platten sind für jeden Druck bis zu 12 at. verwendbar. Nach außen werden die Abteilungen eines Schrankes durch eine gute Isolierung abgeschlossen.

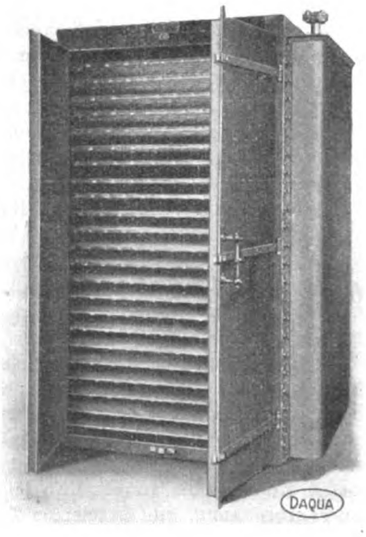


Fig. 48. Z. A.: Neue Trockenschränke.

Von den Abbildungen zeigt Fig. 46 einen Daqua-Schrank für höhere Temperaturen und geringen Luftwechsel. Man sieht, daß hier jede Abteilung durch eine zweiflügelige Tür verschlossen wird, die sich verriegeln läßt und in jedem ihrer Flügel eine Luftregulierrosette enthält.

Fig. 47 stellt einen Daqua-Trockenschrank für niedrige Temperaturen dar, eingerichtet für größeren Luftwechsel und unmittelbar verbunden mit einem besonderen Luftheizapparat und Ventilator.

In Fig. 48 ist ein Trockenschrank mit schmalen Fächern und nur einer einzigen, sämtliche Fächer bedienenden zweiflügeligen Tür dargestellt.

Es ist selbstverständlich, daß von Danneberg & Quandt in Berlin, deren Konstruktionen die vorbeschriebenen Schränke darstellen, auch Trockenschränke gebaut werden, die gleichzeitig für höhere und für niedrige Temperaturen und schwachem, resp. starken Luftwechsel zu verwenden sind. Äußerlich unterscheiden sich diese Kombinationen naturgemäß nicht von den durch Fig. 46 und 48 veranschaulichten Spezialschränken. Daß jede einzelne Dampfleitung absperrbar ist, bedarf wohl keiner besonderen Hervorhebung.

Schwingbare Luftschiffhalle.

Mit Abbildung, Fig. 49.

Eine Luftschiffhalle, deren Merkmale darin zu erblicken sind, daß ein in eine Spitze auslaufendes Gehäuse um eine auf einem Drehlager ruhende Achse schwingbar gelagert und durch vom Drehlager ausgehende elastische Zugmittel schwebend über der Achse gehalten wird, gibt Fig. 49 wieder.

Die Abbildung, deren Skz. 1 eine Längsansicht und Skz. 2 eine Vorderansicht mit Andeutung des Luftschiffs zeigt, läßt erkennen, daß die Halle kein Gebäude im gewöhnlichen Sinne ist, also keinen Fußboden, Seitenwände, Dach hat. Dies alles wird vielmehr ersetzt durch ein tonnenförmiges, in eine Spitze auslaufendes und umschnürtes Gehäuse mit freiem Innenraum. Das Gehäuse wird durch ringförmige Binder c gebildet, die durch leichte Längsversteifungen b zu einem Gerüst verbunden sind, das am hinteren Ende mit einer Spitze versehen und durch Ausleger (Spieren) d verstärkt ist, welche mit dem Gehäuse durch Drähte, Schnüre u. dgl. verbunden werden. Auf den Längsversteifungen b wird mittels Sparren die — nicht eingezeichnete — Umhüllung befestigt. welche so viel Fenster erhält, wie nötig erscheinen. Die Verspannungsdrähte der Binder werden zweckmäßig von der Hülle umschlossen.

Die Halle ist mittels eines Kielgerüstes auf eine Achse e gesetzt, auf welcher sie durch Drehlager gehalten wird und um die sie schwingen kann. Die Achse e sitzt in einem als Drehscheibe oder Drehbrücke ausgebildeten Drehlager a. Dieses Drehlager kann auch kreuzförmig angeordnet sein, um mehr Sicherheit gegen Umkippen zu bieten. Gegen Umkippen wird es auch noch durch von unten gegen eine Schiene anlaufende Räder geschützt, ferner durch Beschwerung mit Steinen, welche in zu dem Zwecke vorgesehene Behälter gelegt werden.

Die ganze Halle wird in ihrer aufrechten Lage durch seitlich angebrachte Zugschnüre f_1 gehalten, die in Zugfedern f auslaufen, welche an dem Drehlager a befestigt sind. Hieraus ergibt sich, daß bei seitlichen Windstößen die ganze Halle federnd hin und her schwingen kann. Die Zugfedern können auch durch andere maschinelle Einrichtungen, z. B. durch mittels Luftdruckes auf Öl spielende Kolben ersetzt werden.

Die beschriebene Anordnung hat, nach der Erklärung ihres Konstrukteurs Fernando Arens in Hamburg, folgende Vorteile (P. 242066):

a) seitliche Windstöße treffen keine flachen, sondern nur rundlich geformte Wände, wodurch sie in ihrer Wirkung abgeschwächt werden;

b) durch die schwingbar und schwebend auf einer Achse angeordnete Lagerung des Gehäuses wird erreicht, daß irgendwelche durch den Winddruck gegebenenfalls hervorgerufene Formveränderungen des Gehäuses auf letzteres beschränkt bleiben und sich nicht dem Drehlager mitteilen können;

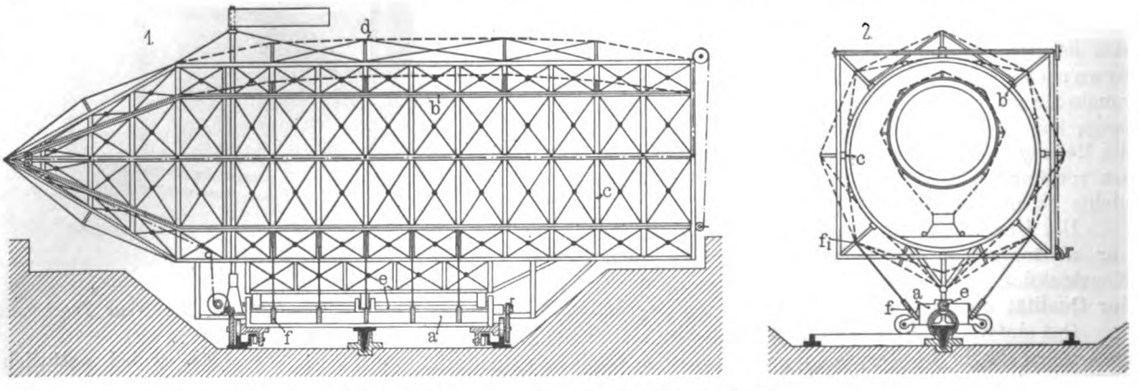


Fig. 49. Z. A.: Schwingbare Luftschiffhalle.

c) durch die gewählte Form des Gehäuses ist ermöglicht, dieses als leichtes und dabei festes Gerüst auszubilden und damit die Drehbarkeit des ganzen Gebildes zu erleichtern.

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

46. Jahrgang. Nr. 15. Begründet von W. H. Uhland. 10. April 1913.

Allgemeiner Teil mit Berechnungen etc. (14 Tages-Ausgabe).

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Lokomotiv-Bekohlungseinrichtungen in Eisenbeton.

Mit Abbildungen, Fig. 50 bis 52.

Zusammenfassung. Nachdem in einer längeren Einleitung die Anforderungen, die man an eine moderne Bekohlungsstation für Dampflokomotiven zu stellen hat, festgelegt sind, werden zwei neuere amerikanische Bekohlungsanlagen beschrieben, die hauptsächlich deshalb interessant sind, weil sie in Eisenbetonbauweise ausgeführt und mit automatischen Beschickungseinrichtungen usw. ausgerüstet wurden. Beide haben bis heute allen an sie gestellten Anforderungen — und diese sind in den Ver. Staaten nicht gerade gering — genügt. W.

Trotz aller Anfeindungen findet die Eisenbetonbauweise in immer weiterem Umfange sowohl im Hochbau als auch im Tiefbau Anwendung. Ja sie hat sich letztens sogar ein Spezialgebiet erobert, das bisher nur der reinen Holz- oder Eisenkonstruktion vorbehalten war, nämlich dasjenige der Lokomotiv-Bekohlungsanlagen.

Als Lokomotiv-Bekohlungsanlagen kennt man bei uns in der Hauptsache allerdings nur die Kohlenlager — sog. Platzlager —, an welche die Lokomotiven heranfahren, um dann mit Hilfe von kleinen fahrbaren oder ortsfesten Drehkranen mit Kohle versorgt zu werden. Diese Drehkrane laufen, wenn sie fahrbar sind, auf einem Gleise, das sich vor den Kohlenbunkern befindet. Die Kohlenbunker wieder stellen sich als in Eisen, bezw. Holz hergestellte Zellen dar, aus denen die Kohlen durch die Krane entnommen werden. Ja auf einigen Nebenstrecken findet man noch Kohlenbunker, die in der Weise hergestellt wurden, daß man alte Eisenbahnschwellen in Reihen nebeneinander in den Erdboden einstampfte und am freiliegenden Ende durch aufgeschraubte Latten verband. Nur einige größere Stationen haben Bekohlungsanlagen, bei denen die Bunker auf Säulen so hoch aufgestellt sind, daß das Brennmaterial aus ihnen durch Schurren in die Lokomotivtender direkt abgelassen werden kann.

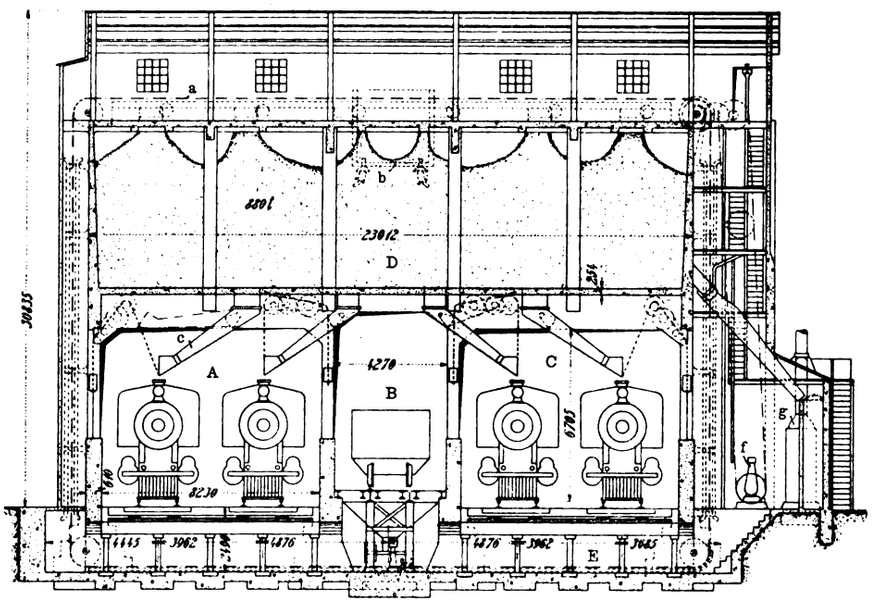


Fig. 50. Z. A.: Lokomotiv-Bekohlungseinrichtungen in Eisenbeton.

Nun wächst jedoch die Dichte des Verkehrs fortgesetzt und damit naturgemäß die Anzahl der Lokomotiven. Die Folge davon ist wieder, daß die Kohlenlager immer größer werden. Außerdem nimmt man speziell in Amerika und in anderen Ländern, wo der Betrieb der Eisenbahnen nicht direkt in Staatshänden ruht, auch noch Rücksicht auf Arbeiterstreiks, d. h. man sucht in ruhigen Zeiten so viel Brennstoff als irgend möglich aufzuspeichern, den man, damit er von den Sonnenstrahlen bei längerer Lagerung nicht entwertet wird, in vollständig geschlossenen Bunkern unterbringt. Damit aber tritt die Lokomotiv-Bekohlungsanlage in die Reihe der Silospeicher und hat wie diese Anspruch auf die größten Abmessungen.

Beweise für diese Behauptung bietet uns Amerika, wo man solcher Kohlen-Silospeicher mit Tausenden von Tonnen Inhalt schon viele besitzt.

Baustoff für sie waren bisher Holz und Eisen. Nun aber besteht bei der Kohle, wenn sie kleinstückig und in hoher Schicht zu lagern ist, die Gefahr der Selbstentzündung. Weder Holz noch Eisen sind aber in solchem Falle genügend sicher, es sei denn man hat sie umkleidet. Solche Ummantelungen sind jedoch teuer und auch gegen mechanische Einflüsse nur wenig widerstandsfähig. Anders beim Eisenbeton. Dieser ist nicht nur feuersicher, sondern auch standfest. Was lag also näher als damit einen Versuch zu machen.

Naturgemäß finden wir die ersten Anfänge von Bekohlungsanlagen in Eisenbeton selbstverständlich wiederum in Amerika und von diesen dürfen die meisten sogar als musterhafte bezeichnet werden. So vor allem die in den Fig. 50 bis 52 dargestellten.

Um deren Einrichtung besser zu verstehen, sei hier noch einmal darauf hingewiesen, daß eine wirklich moderne Bekohlungsstation für Lokomotiven in der Hauptsache nachstehende Bedingungen zu erfüllen hat: Sie muß das Geleis direkt überspannen; sie muß ferner aus einem Material hergestellt sein, das durch die Abgase der Lokomotiven in keiner Weise angegriffen wird. Ebenso muß sie so beschaffen sein, daß man den Brennstoff durch Schläuche aus den einzelnen Zellen oder von den einzelnen Böden der Anlage unmittelbar in die Tender der Lokomotive hineinlaufen lassen kann. Im Weiteren ist eine mechanische Förderung der Kohle in der Bekohlungsanlage selbst sehr erwünscht, denn nur sie bietet die Möglichkeit, das Material gegebenenfalls auch einmal umzustechen und auf diese Weise zu belüften. Endlich aber muß die Station auf kleinstem Raum eine möglichst große Brennstoffmenge aufzunehmen im Stande sein. Alles das ist bei den dargestellten Anlagen der Fall.

I. Bekohlungsanlage der Norfolk and Western Railroad in Hayesville. (Fig. 50 bis 52).

Von den Abbildungen zeigt Fig. 51, Skz. 1 einen Querschnitt und Skz. 2 einen Längenschnitt durch die Bekohlungsanlage der Norfolk and Western Railroad in Hayesville, Ohio; Fig. 50 gibt dazu das Detail. Die Anlage ist so eingerichtet, daß man ihr außer der Kohle auch gleichzeitig Sand entnehmen kann, wie ihn die Lokomotiven auf der Strecke zum Streuen brauchen.

Von den fünf Gleisen, die der Bunker überspannt, sind die in den Abteilen A und C Bekohlungsgleise, während das im Abteile B für die Aschenabfuhr zur Verwendung gelangt.

Die gesamte Station wird von vier Säulengruppen (vergl. Fig. 51, Skz. 1) getragen, die zugleich eine Conveyergrube von 15 Fuß Weite überspannen. In dieser Grube liegt der Transporteur der die Kohle in den Bunker D hebt. Die Säulen sind 2′ breit und 10′ hoch. Sie gehen oben in Traversen über, deren jede 6′ 6″

freitragende Länge hat. Die vier Gleise in den Abteilen A und C sind auf 6 zölligen Betondecken gegründet. Der Sicherheit halber hat man jedoch unter jeder einzelnen Schiene noch extra vier Schienen mit den Füßen nach oben in den Beton eingebettet. Diese Schienen tragen die Schwellen und auf den Schwellen liegen dann die Eisenbahngleise. In der Mitte der Grube zwischen dem Conveyer wird die Konstruktion durch 20 zöllige Gitterträger von 120 Pfd. per laufenden Meter Gewicht und 8 zöllige I-Säulen getragen (vergl. Fig. 51).

Die Beschickungstrichter der Gleise haben 12′ □ und liegen 25′ $2^1/_3$″ in den Zentren auseinander. Jedes von ihnen versorgt einen Conveyer, der durch eine 6 · 6 zöllige 7 PS stehende Maschine, die mit 200 Touren in der Minute läuft, betrieben wird. Jeder Conveyer kann von jedem einzelnen Bunker aus gespeist werden.

Der Bunker D ist für 880 Tonnen Kohle berechnet, wobei angenommen ist, daß eine Tonne Kohle ungefähr 40 cbf enthält; der Bunker stellt sich als ein Netz von Pfeilern und zwischengestalteten Steifen und Wandplatten dar; seine Umfassungswände sind am Kopfe 6″ und am Boden 13″ stark. In Entfernungen von je 15′ werden sie durch Pfeiler versteift. Die Umfassungswände des Bunkers haben 30 bezgl. 75′ 6″ Länge und 20′ Höhe. Nach oben werden die Bunker durch eine Decke abgeschlossen, die zu gleicher Zeit die Vibrationen aufzunehmen hat, die im ganzen System unter der Einwirkung der laufenden Conveyer auftreten, deren Flur die Decke ja gleichzeitig bildet. Die Spannweite der Decke stellt sich auf 30′.

Der Boden der Zellen wird durch eine 9″ starke Platte gebildet, die von Longitudinalträgern von 16 und 24″ Breite, sowie 59″ Höhe getragen wird. Diese Unterzüge erstrecken sich 29′ weit über zwei Gleise hinweg, während die Unterzüge im Mittelfelde B 12 und 16″ Breite und 30″ Höhe haben.

Acht Öffnungen von 30 · 36″ sind in dem schon genannten Boden vorgesehen und stehen je mit einer drehbaren Auslaßschurre c in Verbindung. Wenn eine Schurre nicht gebraucht wird, wird sie, ausbalanciert durch zu diesem Zwecke vorgesehene Gegengewichte, mittels Winde so hoch angehoben, daß sie mit dem Schornstein der Lokomotive in keiner Weise in Berührung kommen kann. Die Böden der Ausläße sind in Gußeisen hergestellt und die Rahmen in entsprechender Weise im Betoneisen

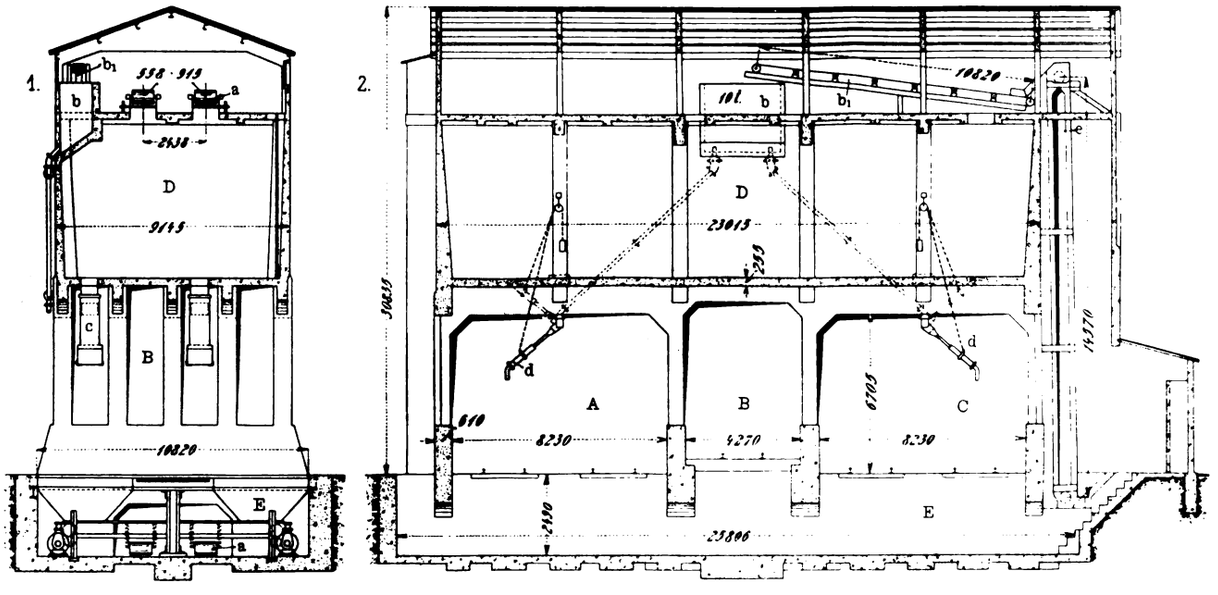


Fig. 51. Z. A.: Lokomotiv-Bekohlungseinrichtungen in Eisenbeton.

festgemacht. Damit die Flanschen, die zu diesem Zwecke dienen, im Beton gut halten, wurden sie gleich beim Einschalen der Betonformen mit eingelagert.

Zum Befahren des Conveyerbodens oberhalb der Bunker D ist der in Fig. 51 rechts neben der Bunkeranlage angedeutete Treppenlauf vorgesehen. Die Treppen haben 8″ breite Auftritte und 2″ dicke Treppenstufen. Da unterhalb des Treppenturmes sich die Maschinenanlage zum Antriebe des Conveyers a befindet, so mußte die untere Partie des Treppenturmes zunächst über das Maschinen- und Kesselhaus hinweggeführt werden. Wie das geschah, geht aus Skz. Fig. 51 zur Genüge deutlich hervor. Die Treppe ist dann weiter als Podesttreppe außen an dem Bunker in die Höhe geführt.

Auf dem Conveyerflur ist neben den Conveyern ein Ausleger von 12′ freitragender Länge angeordnet, der sich bis zur Mitte des Conveyerbodens erstreckt und einen beweglichen Trolley aufnimmt, mittels dessen man Maschinenteile usw. anheben resp. auf den Erdboden herablassen kann. Der Beton, aus dem die Speicher-

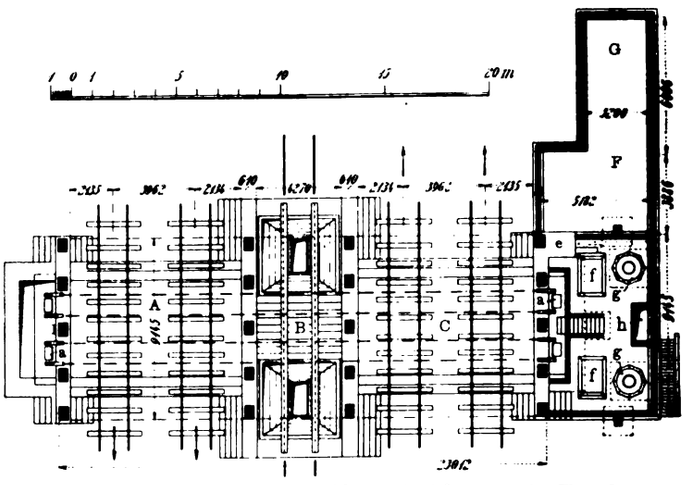


Fig. 52. Z. A.: Lokomotiv-Bekohlungseinrichtungen in Eisenbeton.

wände von Oberkante Fundament ab hergestellt wurden, ist eine Mischung, die aus einem Teile Zement, zwei Teilen Sand und vier Teilen Kleinschlag besteht.

Der Betrieb der ganzen Anlage erfolgt in der Weise, daß man die Kohle, die im Bunker abgelagert werden soll, auf dem mittleren im Grundriß mit B bezeichnete Gleis heranführt. An Ort und Stelle angekommen, werden die Wagen direkt in die unterhalb des Gleises vorgesehenen Trichter entleert. Die Kohle gelangt aus den Trichtern auf den Strang des schon erwähnten Conveyers a. Der Conveyer besteht aus einem 22 · 36 zölligen Becherwerke mit vierzölligen Rollen und einer Kette von $2^1/_2 \cdot 1^1/_2$″. Es sind im ganzen zwei Conveyer vorhanden, die, 4′ von einander entfernt, parallel angeordnet sind. Für die Becher benutzte man Stahlblech von $^3/_{16}$″ Stärke, das am Rande noch extra verstärkt wurde.

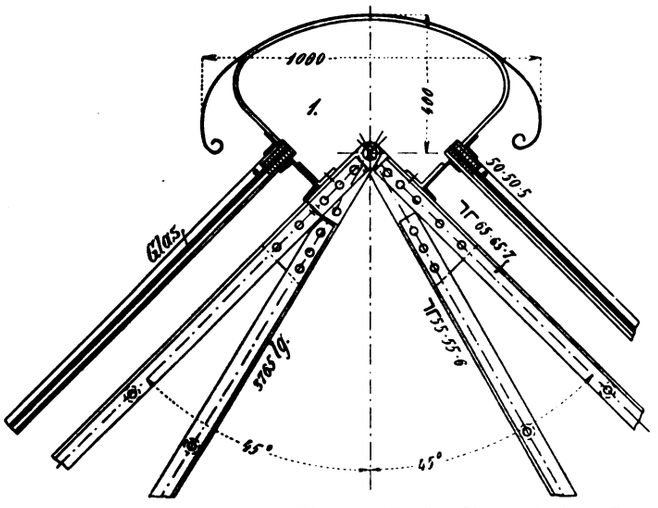
Der Hauptvorteil der Conveyer liegt in deren konstruktiver Einfachheit und in dem hohen Fassungsvermögen; sie vermögen nämlich 100 t Kohle in der Stunde zu fördern. Den Antrieb erhalten sie durch eine 14 PS-Maschine von 8 · 8″.

Die Maschinerie zur Förderung des Sandes wird von derselben Maschine durch eine Kupplung unter Vermittelung einer Zwischenwelle betätigt.

Unterhalb jeder Conveyerlinie sind sechs Öffnungen von 3 · 3′ im Quadrat angeordnet. Durch diese Öffnungen gelangt die Kohle nach passieren des Auswerfers in die betreffenden Bunker. Für die Kesselspeisung ist ein besonderer Bunker vorgesehen, der rund 10 t Kohle zu fassen vermag. Er liegt bei h, Fig. 52, zwischen den beiden Dampfkesseln g und empfängt die

Kohle durch eine Schurre, die von jedem Kessel aus mittels Handhebels in Tätigkeit gesetzt werden kann.

Der Sand wird der Anlage im Wagen zugeführt und im Frischsandbehälter G, der aus Fig. 52 zu erkennen ist, abgelagert. Der Frischsandbehälter faßt 75 t und besitzt in seinem Boden ebenfalls wieder Öffnungen, die mit Schurren derart versehen sind, daß man den Sand unmittelbar ablassen kann. Aus



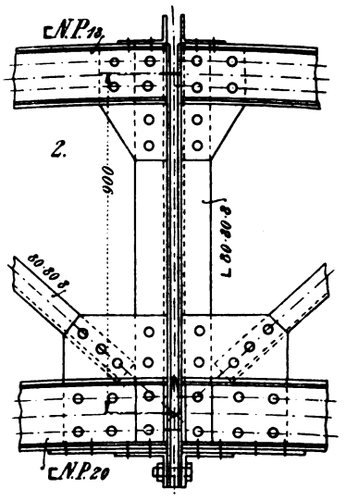


Fig. 53. Z. A.: Entwurf einer Bahnhofshalle.

den Schurren läuft der Sand in die Sand-Trockenstube F, aus dieser geht er in einen zehn Tonnen fassenden Sandbehälter b, auf dem Conveyerboden des Gebäudes (vergl. Fig. 51, Skz. 1 u. 2). Als Transportmittel werden hierbei der Elevator e und der Transporteur b_1 benutzt.

Aus dem Sammelbehälter b läuft dann der Sand durch zwei Schurren d den untergefahrenen Lokomotiven zu.

Der Sandelevator hat Becher von $5 \cdot 3^1/_2''$. Diese Becher stehen 14″ von Mitte zu Mitte auseinander und sind an einem 7 zölligen Gummiband, das vierfach gelegt ist und mit 200 minutlicher Geschwindigkeit sich bewegt, befestigt. Der Elevator e speist, wie schon erwähnt, einen Schrägtransporteur, dessen Band b_1 $12^1/_2''$ breit ist. Die ganze Länge des Transporteurs b_1 stellt sich auf 35′ 6″ und die Fördergeschwindigkeit auf 200′ in der Minute. (Schluß folgt.)

Entwurf einer Bahnhofshalle.

Mit Zeichnungen auf Tafel 16 und Abbildungen, Fig. 53 bis 55.

Zusammenfassung. Die Zeichnungen und Beschreibung betreffen eine Bahnhofshalle von 150 m Länge und 44,75 m Breite, ganz in Eisenkonstruktion. Die Regelbinder sind als Doppelbinder nach dem Drei-Gelenkbogentyp ausgeführt. Die beiden Schürzenbinder sind wie üblich verglast. Der nördliche Schürzenbinder ist ebenfalls als doppelwandiger Dreigelenkbogen —, der südliche dagegen als doppelwandiger Zweigelenkbogen ausgebildet. Im zweiten Teile der Beschreibung ist ein Auszug aus der statischen Berechnung mit den zugehörigen graphischen Darstellungen usw. gegeben.

Eine ebenso moderne wie im Gesamteindruck angenehm wirkende Bahnhofshalle von 150 m Länge und 44,75 m Breite ist auf Tafel 16 in Übersichts- und Detailzeichnungen dargestellt. Und zwar veranschaulicht Fig. 1 den südlichen und Fig. 3 den nördlichen Schürzenbinder, während Fig. 2 einen Teil der Längsansicht und Fig. 4 einen Teil des Längsschnittes darstellt. Den Querschnitt durch die Halle und zugleich die Ansicht eines Regelbinders stellt Fig. 5 dar. Diese Regelbinder haben einen Abstand von 10 m und sind, wie bei derartigen Hallen üblich, als Doppelbinder ausgebildet, deren Abstand von einander 0,8 m beträgt.

Das System ist als Dreigelenkbogen konstruiert und zwar sind an den Binderfüßen die Gelenke als Kugelkalotten und das Scheitelgelenk als Blattfedergelenk ausgebildet (vgl. Fig. 55).

Der nördliche Schürzenbinder ist ebenfalls ein doppelwandiger Dreigelenkbogen, dessen äußere Wand als vollwandiger Blechbogen ausgebildet ist, während die innere Wand der Ausführung der Regelbinder entspricht.

Die Schürze ist in der Mitte geteilt und am Binder aufgehängt. Der Winddruck auf dieselbe wird oben vom Binder aufgenommen und auf die Knotenpunkte des Windverbandes übertragen, während er unten von dem als Windträger ausgebildeten Laufsteg aufgenommen wird. Letzterer wirkt als Kragträger auf zwei Stützen und hat den einen Stützpunkt am Binder und den anderen an der 5 m von der Bindermitte entfernten Hängesäule, welche oben am Binder und unten am Fundament gestützt und vertikal wie quer zur Halle beweglich ist, damit die Bewegungen des Binders unbeeinflußt bleiben.

Der südliche Schürzenbinder ist als doppelwandiger Zweigelenk - Blechbogen ausgebildet. Da sich diese Schürze an ein Gebäude anschließt, werden die Verzierungen des Bogens und der Schürze in Putz ausgeführt. Die Schürze ist wieder am Bogen aufgehängt und unten nach dem Umriß der vorerwähnten Gebäude ausgeschnitten, weshalb sich ein Windträger nicht anbringen läßt. Die Windkräfte werden deshalb unten vom Gebäude aufgenommen. Die auf denselben vorgesehene Lagerung der Pfosten ist derart ausgebildet, daß sie vertikal wie quer zur Halle verschoben werden können, damit auch hier die Bewegungen des Bogens unbeeinflußt bleiben.

Die Dacheindeckung besteht neben den Oberlichtern aus Wellblech. Um die Einförmigkeit einer so langen Wellblechfläche etwas zu beleben, ist der Teil der Dachfläche über den Bindern um 10 cm über die übrige Dachfläche erhöht angeordnet. Hierdurch wird, wie aus Fig. 55 ersichtlich, das Eintönige der Dachfläche nicht nur günstig beeinflußt, sondern es wirkt diese Anordnung auch gleichzeitig ventilierend.

Die Pfetten sind als kontinuierliche Gelenkträger ausgebildet.

Zur Aussteifung der Halle gegen Wind ist an beiden Enden derselben ein Windverband angeordnet, welcher sich auf die beiden Endfelder erstreckt. Sonst ist nur ein Feld um das andere zwischen je zwei Regelbindern ein Montageverband aus Rundeisen vorgesehen.

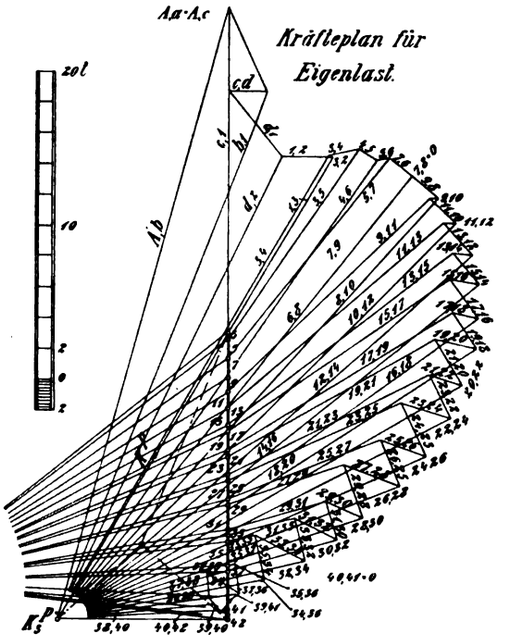


Fig. 54. Z. A.: Entwurf einer Bahnhofshalle.

Statische Berechnung

(Abb. 53 und 54).

(Auszug.)

Von der statischen Berechnung soll nur ein Auszug wiedergegeben werden ohne auf Einzelheiten einzugehen.

Belastungsannahmen:

Gewicht der Glaseindeckung samt Sprossen und Pfetten = 40 kg/qm schräge Dachfläche oder = 57 kg/qm Grundrißfläche,

Gewicht der Jalousien = 40 kg pro m,

„ „ Gitterpfette = 45 kg pro m,

„ des Wellbleches einschl. Befestigungsmaterial usw. = 20 kg pro qm,

Gewicht der Binder für 1 qm schräge Dachfläche = 35 kg pro qm.

Der Winddruck wurde zu 200 kg/qm senkrecht getroffener Fläche in Rechnung gesetzt und für die geneigte Dachfläche nach

der Formel: $W = 200 \sin^2(\alpha + 10^0)$ berechnet.

Zulässige Beanspruchungen:

Für die zulässigen Beanspruchungen der einzelnen Baustoffe wurden die preuß. Vorschriften zugrunde gelegt und dementsprechend

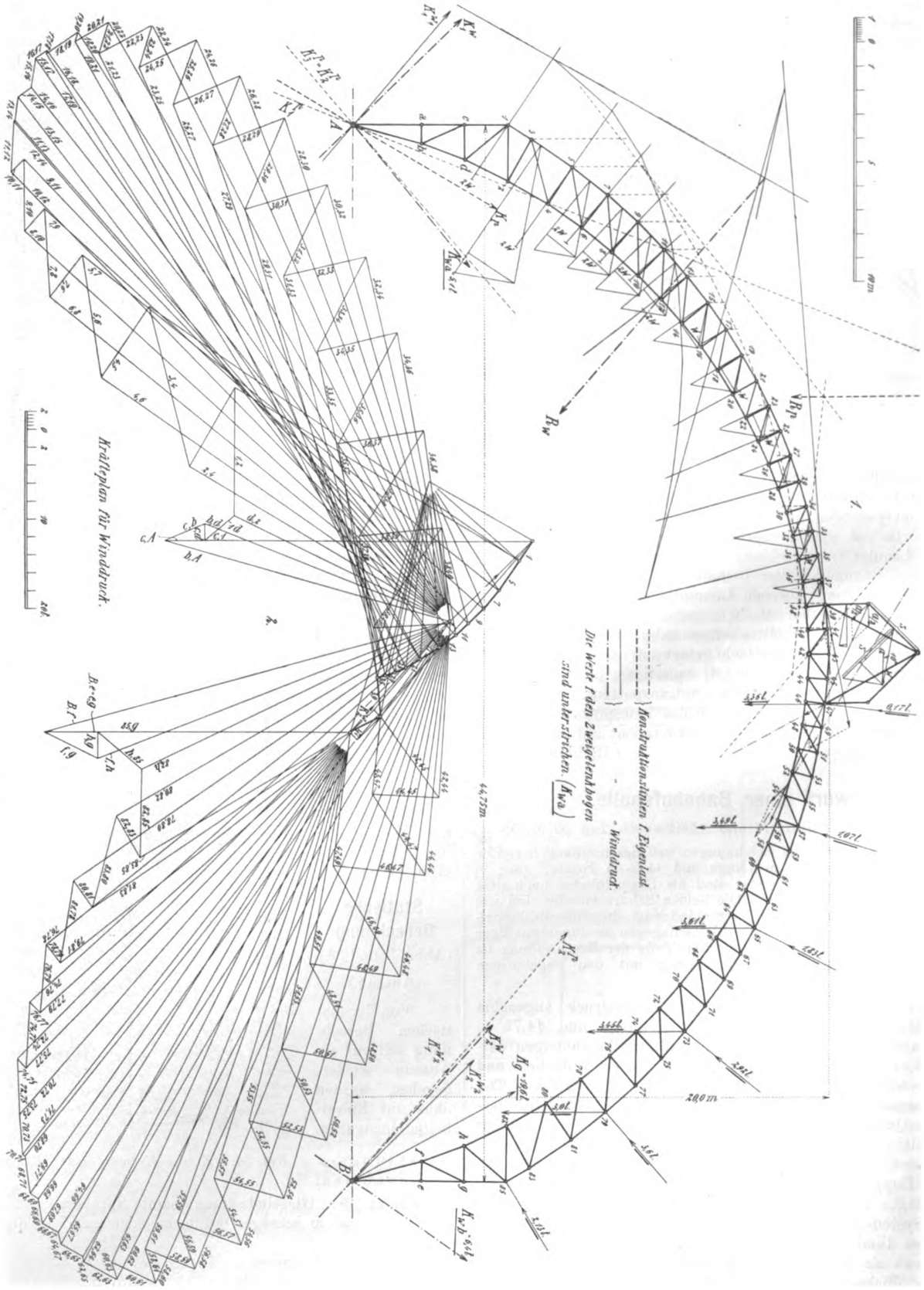


Fig. 55. Z. A.: Entwurf einer Bahnhofshalle.

zugelassen für Konstruktionsteile:
aus Flußeisen 1600 kg/qcm,
für Wellblech 750 „
Knicksicherheit der gedrückten Stäbe = 4 fach.

Die Berechnung der Dacheindeckung und Pfetten bietet nichts besonderes, weshalb auch darauf nicht näher eingegangen ist. Die Regelbinder sind, wie bereits Eingangs bemerkt, Dreigelenkbogen, für welche die Stabkräfte aus Eigengewicht und Winddruck graphisch ermittelt wurden (s. Kräfteplan Fig. 54 und 55). Da die Halle für tropische Gegend bestimmt ist, so kommt Schneebelastung nicht in Frage. Die Stabkräfte aus Eigengewicht und Winddruck sind addiert und ist für einen über mehrere Felder reichenden Querschnitt immer die größte Stabkraft für die Dimen-

sionierung in Betracht gezogen. Da die Gurtungen der Binder als gekrümmte Stäbe ausgeführt sind, treten außer den Axialkräften noch Biegungsmomente auf von der Größe $M = P \cdot f$, worin P die Stabkraft und f die Pfeilhöhe bedeutet. Die Ergebnisse der Berechnung sind in den Übersichtstabellen I und II zusammengestellt, die in der nächsten Nummer folgen.

Eisenbetonschwelle,
Bauart Maciachini, für Normal- und Schmalspurbahnen.

Mit Abbildungen, Fig. 56 bis 58.

Zusammenfassung. Beschrieben ist eine für Schmalspur- und Normalspurbahnen gleichgut verwendbare neue Schwelle aus Eisenbeton, die sich vor allem durch größere Haltbarkeit vor den bisher üblichen hölzernen Schwellen auszeichnen soll. Sie soll weiter weder durch die Stöße der fahrenden Züge in ihrer Festigkeit erschüttert, noch durch Erdfeuchtigkeit angegriffen werden. Ein Auszug aus der statischen Berechnung zeigt, welche Beanspruchungen bei derartigen Schwellen vorkommen.

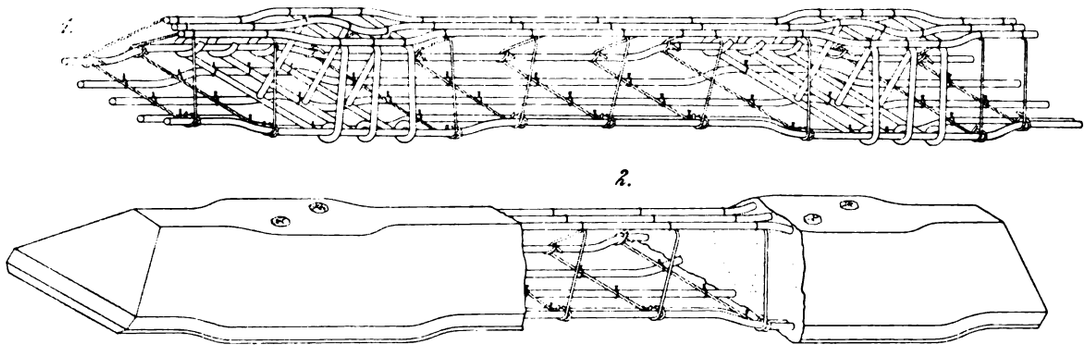


Fig. 56. Z. A.: Eisenbetonschwelle.

Wer zum ersten Male von Eisenbeton-Eisenbahnschwellen hört, wird höchstwahrscheinlich den Kopf schütteln und sich sagen, wie kann eine Schwelle aus einer Masse wie Beton den scharfen Stößen und großen Beanspruchungen Widerstand leisten, die bei Eisenbahnen auftreten. Und doch haben die Versuche, die seitens der italienischen und anderen Eisenbahnverwaltungen mit der durch Fig. 56 veranschaulichten neuen Eisenbetonschwelle, Bauart Maciachini, gemacht wurden, den Beweis dafür erbracht, daß diese Schwellenart wohl praktisch verwendbar ist.

Ganz abgesehen davon, dass Beton bekanntlich die Eigenschaft hat, unter dem Einflusse der Atmosphärilien immer härter zu werden, ist er auch für Insekten unangreifbar, und in Form der Eisenbetonschwelle bewährt er sich im speziellen auch bei wechselnden Belastungen. Uns liegt eine Photographie vor, in der eine Lokomotive auf einem Geleise ruht, dessen Schwellen sogar lediglich durch die Eisengerippe der Maciachini-Eisenbetonschwellen gebildet werden, d. h. aus dem Bilde ist zu erkennen, daß schon die Eiseneinlagen der Schwellen allein so stark sind, daß sie nicht bloß die Last der Lokomotive, sondern auch die Stöße aufzunehmen vermögen, die bei deren Bewegung auftreten.

Im Vergleich mit hölzernen Schwellen ist nach Vorstehendem die Eisenbetonschwelle also ganz entschieden im Vorteil, zumal es, wie die Skz. 4 und 5 der Fig. 57 erkennen lassen, gar keine Schwierigkeiten bereitet in der Betonschwelle Dübel anzubringen, um die Schienenfüße in der üblichen Weise aufnageln zu können. Denn selbstverständlich liegt die Schiene auch bei der Eisenbetonschwelle nicht unmittelbar auf der Schwelle selbst, sondern zwischen beide sind die üblichen Beilagen eingeschoben.

Über die Anordnung der Eisenanlagen in der Schwelle geben außer der Skizze 1, Fig. 56 sämtliche Skizzen der Fig. 57 Auskunft. Man erkennt, daß zwei Hauptarmaturensysteme vorhanden sind. Das eine System Fig. 57, Skz. 4 liegt in der unteren, das andere Fig. 57, Skz. 5 in der oberen Zone der Schwelle. Beide Systeme sind dann in bekannter Weise durch Bügel I, II, III miteinander verbunden, die sich im vorliegenden Falle zum Teil auch als einfache Bindedrähte darstellen.

Bei den Schwellen für Schmalspurbahnen sind mit Rücksicht auf die Ersparnis an Material nur diejenigen Stellen in der vollen Breite ausgeführt, in denen die Dübel zu sitzen kommen. Dementsprechend zeigt jede Schwelle drei verschiedene Querschnitte (vgl. Fig. 57, Skz. 1 bis 3), während man bei den Schwellen für normalspurige Bahnen, deren nur zwei kennt.

Um dem Leser ein besseres Bild über den wirklichen Wert der Schwelle zu geben, sei nachstehend die Berechnung derselben, wie sie der Konstrukteur der Schwelle Ing. A. Maciachini in Mailand durchführt, kurz angedeutet.

Der Berechnung ist eine Schwelle zugrunde gelegt, wie sie für Normalspurbahnen gedacht ist, sie soll mit einer hölzernen verglichen werden.

Maciachini schreibt:

„Die augenblicklich für die italienischen Staatsbahnen adoptierte Eisenbahnschwelle aus hartem Holz hat einen rechteckigen Querschnitt von 24 · 14 cm; sie wird mit Gudronöl und Zinkchlorür inprägniert, um so ihre Dauer zu vergrößern. Beim Passieren eines Zuges ist die Schwelle neben anderen Beanspruchungen auch einer Biegung, unter gleichzeitigem Einfluß der Reaktion des Erdbodens unterworfen, letztere wirkt von unten nach oben. Die maximale Biegung der eine derartig beanspruchte Schwelle widerstehen kann, läßt sich an Hand der Formel:

$$M_f = \frac{\sigma' \cdot J}{y} \quad \ldots\ldots\ldots 1$$

feststellen.

In dieser Formel stellt I das Trägheitsmoment dar, und ist für den beregten Querschnitt gleich:

$$I = \frac{1}{12} \cdot b \cdot h^3 = \frac{1}{12} \cdot 24 \cdot 14^3;$$

y ist der Abstand der äußeren Faser von der neutralen Achse

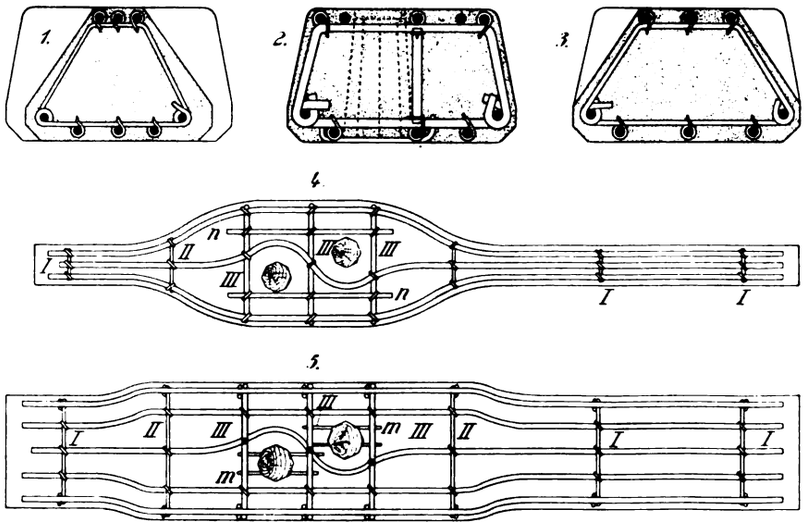


Fig. 57. Z. A.: Eisenbetonschwelle.

= 7 cm und σ' der allgemeine Ausnutzungsfaktor des Materials, der bei hölzernen Schwellen 50 kg/cm² nie überschreiten darf.

Führt man in der Gleichung 1 die festgelegten Werte ein, so erhält man:

$$M_f = \frac{50}{7} \cdot \frac{1}{12} \cdot 24 \cdot 14^3 = 39\,200 \text{ kg/cm } (\sim).$$

Lagert man jetzt eine derartige Schwelle in einem Abstande von 1,5 m auf (Fig. 58, Skz. 1) und läßt in der Mitte eine konzentrierte Last von ∼ 1045 kg wirken, so erhält man die

maximale Biegung zu:

$$\frac{1}{2} \cdot 1045 \cdot 75 = \sim 39200 \text{ kg/cm.}$$

Bei der Maciachinischwelle hat man es mit dem Querschnitt zu tun, der durch die Skz. 2, Fig. 57 und 3, Fig. 58 dargestellt wird. Die untere Armatur besteht aus fünf Rundeisendrähten von 9 mm Durchmesser, die einen Querschnitt von 3,18 cm² repräsentieren. Die drei mittleren Stäbe sind 1 cm von der Außenkante

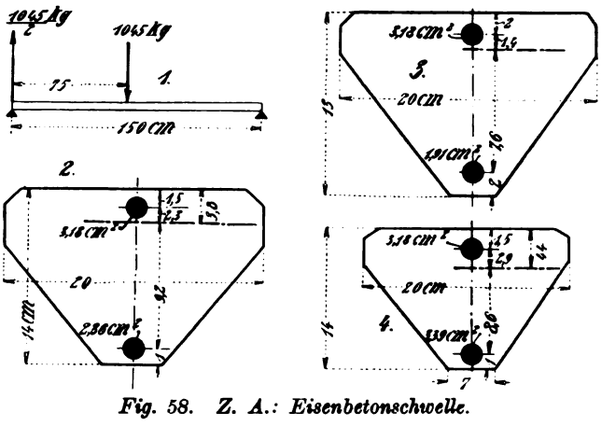


Fig. 58. Z. A.: Eisenbetonschwelle.

des Betons entfernt, während die äußeren Stäbe 2,4 cm Abstand haben, so daß für die fünf Stäbe ein Mittelabstand von rund:

$$\frac{1,9 \cdot 1 + 1,27 \cdot 2,4}{1,9 + 2,7} = \sim 1,5 \text{ cm}$$

sich ergibt.

Die obere Armatur wird durch drei Stäbe von 10 mm gebildet, die 1 cm von der Außenkante des Betons entfernt sind, und einen Gesamtquerschnitt von 2,36 cm² haben. Die neutrale Achse der auf diese Weise hergestellten Schwellen liegt ungefähr 3,8 cm von der oberen Betonkante entfernt. Demnach würde das Moment sein:

$$\frac{1}{2} \cdot 20 \cdot 3,8^2 + 3,18 \cdot 10 \cdot 2,3 = 2,36 \cdot 10 \cdot 9,2 = \infty 218 \text{ cm}^3.$$

Das Trägheitsmoment desselben Querschnittes würde sich stellen auf:

$$I = \frac{1}{3} \cdot 20 \cdot 3,8^3 + 3,18 \cdot 10 \cdot 2,3^2 + 2,36 \cdot 10 \cdot 9,2 = 2530 \text{ cm}^4 (\infty)$$

Die Beanspruchungen würden unter der Annahme eines gleichmäßigen Biegungsmomentes von 39200 kg/cm sein:
für den Beton:

$$\sigma_e'' = \frac{39200 \cdot 3,8}{2530} = 58,5 \text{ kg/cm}^2$$

und für die Eiseneinlagen:

$$\sigma_f = \frac{39200}{2,35 \cdot \left(14 - 1 - \frac{3,8}{3}\right)} = 1430 \text{ kg/cm}^2.$$

Bei den Eisenbetonschwellen wie sie die italienische Staatsbahn benutzt und die in ihrem Querschnitt ungefähr dem Fig. 58, Skz. 3 entsprechen, liegt die neutrale Achse ca. 3,4 cm unterhalb der oberen Kante. Demnach hätten wir:

$$\frac{1}{2} \cdot 20 \cdot 3,4^2 + 3,18 \cdot 10 \cdot 1,4 = \infty 1,91 \cdot 10 \cdot 7,6.$$

Das Trägheitsmoment würde sich stellen auf:

$$I = \frac{1}{3} \cdot 20 \cdot 3,4^3 + 31,8 \cdot 1,4^2 + 19,1 \cdot 7,6^2 = \infty 1402 \text{ cm}^4$$

und unter der Annahme einer Beanspruchung von 1000 kg, die in der Mitte konzentriert gedacht wird, sowie eines Abstandes von 1,2 m der beiden Auflagerstellen würde das Biegungsmoment gleich sein:

$$500 \cdot 75 = 37500 \text{ kg/cm.}$$

Demnach würden wir wieder erhalten:

$$\sigma_e'' = \frac{37500 \cdot 3,4}{1402} = 91 \text{ kg/cm}^2 \quad \text{und}$$

$$\sigma_f = \frac{37500}{1,91 \left(13 - 2 - \frac{3,4}{3}\right)} = 2025 \text{ kg/cm}^2.$$

In der Praxis sind jedoch die Schwellen in dieser außergewöhnlichen Weise nicht beansprucht. Trotzdem werden die der italienischen Staatsbahn mit 1000 kg in der Mitte und mit einer Toleranz für die Durchbiegung an der Bruchstelle von 1,5 mm berechnet.

Bei der Maciachinischwelle würde, wenn die neutrale Achse ca. 5,5 cm von der Oberkante entfernt liegt, das Trägheitsmoment gleich 2415 cm⁴ sein, ebenso würden sich die Beanspruchungen stellen auf:

$$\sigma_e'' = \frac{39200 \cdot 5,5}{2415} = 89 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_f = \frac{39200}{3,18 \left(14 - 1,5 - \frac{5,5}{3}\right)} = 1150 \text{ kg/cm}^2.$$

Diese Beanspruchungen sind annehmbare.

Will man die Widerstandsfähigkeit der Schwellen noch vergrößern, so kann man im oberen Eisenquerschnitt statt der drei Stäbe von 10 mm, drei Stäbe von 11 mm verwenden, wobei man gleichzeitig die Abschlußfläche von 5 auf 7 cm zu vergrößern hätte. Dann würden sich der Schwellenquerschnitt, wenn die neutrale Achse 4,4 cm von der Oberkante des Betons (vgl. Fig. 58, Skz. 4) entfernt liegt, und die sonstigen Daten stellen auf:

$$\frac{1}{2} \cdot 20 \cdot 4,4^2 + 31,8 \cdot 2,9 = 33,9 \cdot 8,6 = \infty 290 \text{ cm}^3.$$

Das Trägheitsmoment:

$$I = \frac{1}{3} \cdot 20 \cdot 4,4^3 + 31,8 \cdot 2,9^2 + 33,9 \cdot 8,6^2 = \infty 3300 \text{ cm}^4.$$

Die Beanspruchung von Eisen und Beton:

$$\sigma_e'' = \frac{39200 \cdot 4,4}{3300} = 51,5 \text{ kg/cm}^2.$$

$$\sigma_f = \frac{39200}{3,39 \left(14 - 1 - \frac{4,4}{3}\right)} = 1005 \text{ kg/cm}^2.$$

Eine neue Holzbalkendecke.

Von Architekt **J. Bermbach** in **Weimar.**

Mit Abbildungen, Fig. 59 bis 65.

Zusammenfassung. Beschrieben ist eine neue Holzbalkendecke, bei der die zwischen den Balken liegende Einschubdecke als tragender Teil der Balkenlage verwendet ist; sie wird zu dem Zwecke aus durchgehenden Bohlen bezl. Brettern angefertigt, die parallel mit den Balken laufen und bogenförmig eingespannt sind. Je zwei Balken bilden dann mit der bogenförmigen Einschubdecke ein Sprengwerk.

Eine interessante Neuerung für das Baugewerbe ist die Bogenbalkendecke von Baumeister Gumpert in Ansbach, Bayern.

Gumpert verwendet die zwischen den Balken liegende Einschubdecke (Schutzdecke, Fehlboden, Wendelboden, vgl. Fig. 59) als tragenden Teil der Balkenlage, indem er sie nicht mehr wie bisher aus Bretterabschnitten anfertigt, die winkelrecht zu den Balken eingelegt werden, sondern aus durchgehenden Bohlen bzw. Brettern, die parallel mit den Balken laufen und bogenförmig eingespannt sind. Hierdurch bilden je zwei Balken mit der bogenförmig angeordneten Einschubdecke ein Sprengwerk (Fig. 60).

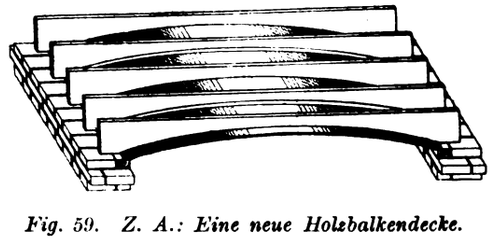


Fig. 59. Z. A.: Eine neue Holzbalkendecke.

Die Balken werden gewissermaßen armiert, so daß sie der Lastbeanspruchung den denkbar größten Widerstand entgegensetzen und infolgedessen geringere Abmessungen erhalten können. Während z. B. die Balken in normalen Wohnhäusern bei einem Abstand von 60 bis 80 cm durchgängig 15 bis 20 cm breit und 23 bis 28 cm hoch genommen werden, sind bei der Bogenbalken-

decke nur 4 bis 8 cm breite und 20 bis 25 cm hohe Balken notwendig. Hierdurch ergibt sich bei jedem Bauwerk eine Ersparnis, die rechnerisch auf ∼ 25% der Gesamtausgabe für die Balkenlage und den Deckenverputz festgestellt wurde.

Hierzu darf man immerhin noch ca. 20% von der Ausgabe für die Bedielung rechnen, da die Fußbodendielen in Entfernungen von 30 cm Auflager erhalten und genagelt werden, sie können also weniger stark genommen werden, liegen aber ebenso fest und verwerfen sich weniger. Der Deckenputz ist deshalb billiger, weil es überflüssig ist, unter die Balken zum Halten des Rohrgewebes

Fig. 60.

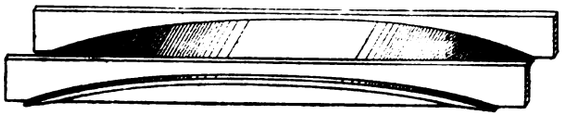


Fig. 61.

Fig. 60 u. 61. Z. A.: Eine neue Holzbalkendecke.

noch eine Bretterlage anzubringen, das Gewebe findet an den Balken selbst einen sicheren Halt.

Als Vorzug der Gumpertschen Bogenbalkendecke ist weiterhin anzusehen, daß der Auftrag von Lehmmörtel der für Einschubdecken alter Art erforderlich ist, wegfällt. Hiermit ist ein bedenklicher Feind des Holzwerkes ausgeschieden, der Herd der Schwammbildung und sonstigen Mißstände, worunter nicht zuletzt die Gefährdung der Gesundheit der Hausbewohner zu rechnen ist.

Daß durch die Gumbertsche Neuerung dem heute sehr ins Hintertreffen gerückten Holzbau und dem dadurch benachteiligten Stande des Zimmermanns gute Aussichten eröffnet werden, liegt auf der Hand. War es doch die unsinnige wertlose Holzverschwendung, die widersinnige gefährliche Verwendung diese immer seltener werdenden Baustoffes, die den Massivdecken das Feld abtreten, und den Eisenbeton, der bei vielen Vorteilen doch auch seine Nachteile hat, zur heutigen Bedeutung gelangen ließ. Die vorliegende neue Konstruktion zeigt den Weg der rationellen Verwendung des Holzes, sie beseitigt eine Reihe von Übelständen und wird sicherlich dazu beitragen, dem Zimmermeister Teile der ihm zukommenden Gebiete zurück zu erobern.

Auch in volkswirtschaftlicher Hinsicht ist die Bogenbalkendecke ein Fortschritt. Da nämlich unser Holzvorrat für den Bedarf im Inland nicht ausreicht, sind wir auf eine recht beträchtliche Einfuhr angewiesen. Hierdurch wird unser Nationalvermögen forddauernd vermindert, was um so empfindsamer ist, als wir mit Recht bestrebt sind, unsere Waldungen zu schonen und möglichst zu vermehren. Dazu hat der Holzverbrauch, trotz Eisen und Zement im allgemeinen nicht abgenommen, er betrug

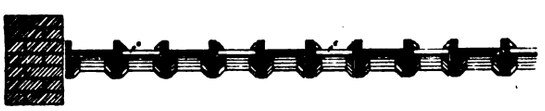


Fig. 62.

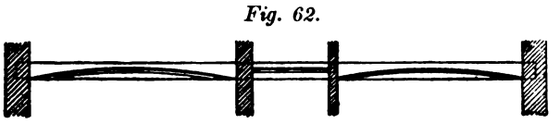


Fig. 63.

Fig. 62 u. 63. Z. A.: Eine neue Holzbalkendecke.

im Jahre 1880 pro Kopf der Bevölkerung 0,90 cbm und ist seitdem andauernd gestiegen, so daß man heute mit 60 bis 70 Millionen cbm rechnen kann, was einem Werte von etwa 2000 Millionen Mark entspricht.

Die Bogenbalkendecke wird in der Weise hergestellt, daß man vorerst die Balken an der Breitseite mit Dreikantleisten versieht, (vgl. Fig. 60) auf denen die Bogenbohlen Halt finden. Darauf spannt man diese ein und vernagelt sie mit den Balken. Je zwei Balken werden so auf dem Werkplatz verbunden, sie bilden gewissermaßen einen Kasten mit gewölbtem Boden (vgl. Fig. 61); und werden als Ganzes in den Bau gebracht. Beim Verlegen dieser Kasten, wird zwischen je zwei derselben, der Abstand einer Bogenbohle entsprechend, eingehalten, welch letztere alsdann von oben eingelegt und mittels Leisten in die gewölbte Lage gebracht wird. Fig. 62 veranschaulicht den Querschnitt durch eine Balkenlage, die Balken und die vor dem Verlegen eingespannten Bogenbohlen sind schwarz gezeichnet, die später eingelegten Bogenbohlen weiß gelassen. Die Stärke der Bogenbohlen beträgt durchwegs nur 2½ cm, die Breite richtet sich nach den zur Verfügung stehenden Bohlen; meistens wird ein Balkenabstand von etwa 30 cm (Mitte zu Mitte) angenommen. Um für alle Freilängen und alle in Betracht kommenden Lasten die notwendigen Stärken feststellen zu können, hat Gumpert ausführliche Tabellen ausgearbeitet, aus denen alle diesbezl. Zahlen sofort ablesbar sind.

Der gesamte Einbau der Bogenbalkendecke erfolgt von oben ohne weitere Rüstungen. Erleichtert wird diese Arbeit durch das geringe Gewicht der Balken, das die Verwendung von Aufzügen und Krahnen überflüssig macht. Hierdurch wird mancher Unfall vermieden und weiter noch dadurch, daß bei dem geringen Balkenabstand und der tragfähigen Einschubdecke das Durchfallen der Arbeiter unmöglich gemacht ist. Bei kurzen Freilängen der Balken (z. B. über Fluren) ist es nicht notwendig, die Bohlen der Einschubdecke bogenförmig einzubauen, diese können vielmehr ohne Bedenken wagrecht verlegt werden, und alle Abschnitte sind dazu verwendbar. Fig. 63 zeigt die Anordnung: Die Balken gehen in gleicher Stärke durch den Bau, dort, wo sie im größeren Maße freitragen, sind sie durch die Einschubdecke armiert, dort, wo sie nur auf kurze Entfernungen freiliegen, ist die Einschubdecke wagrecht angeordnet. Dies Beispiel zeigt auch recht klar, wieweit die Materialverschwendung der bisherigen Vollbalkendecke ging. Die Balken wurden nach der größeren Freilänge aufs Geradewohl — nur nicht zu schwach — bestimmt, bei der kurzen Freilänge blieb die Abmessung dieselbe. Dort wurden also einige cbm Holz wertlos verschwendet. Wie viel, ist durch ein kleines Rechenexempel leicht zu bestimmen!

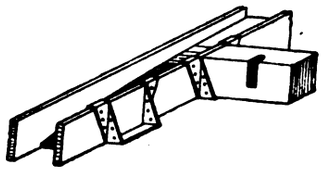


Fig. 64.

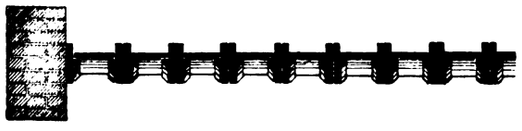


Fig. 65.

Fig. 64 u. 65. Z. A.: Eine neue Holzbalkendecke.

Bei außergewöhnlich großen Freilängen, oder Belastungen, wo größere Balkenbreiten als 6 cm notwendig werden, verwendet Gumpert mit Vorteil zwei aneinander liegende und miteinander verbundene dünnere Bohlen, die zusammen die erforderliche Stärke geben. In dem Falle besteht die ganze Balkenlage aus den vorbeschriebenen kastenartigen Balkenverbindungen, die eine neben der anderen dicht aneinander verlegt werden (vgl. Fig. 65). Auswechselungen erfolgen mittels besonderer Wechseltaschen aus Eisen (vgl. Fig. 64), die in einfacher Weise über die Balken gehängt werden, und dem Wechsel ein sicheres Auflager bieten. Die Wechsel selbst, sowie die Binderbalken, auf denen z. B. die Stuhlsäulen des Dachverbandes ruhen, werden wie bisher aus Vollholz genommen. Die eigenartige Zusammensetzung der Balkenlage bringt eine gleichmäßige Spannung und günstige Lastverteilung auf die Mauer mit sich; ferner ist das rasche Austrocknen des Füllmaterials auf der Einschubdecke gesichert. Bemerkenswert ist noch, daß z. B. Riemen- oder Parkett-Böden eines besonderen Blindbodens nicht bedürfen, da die Riemen bezw. Tafeln unmittelbar auf die nahe zusammen liegenden Balken geheftet werden können. Die von Behörden angestellten Belastungsproben ergaben die Tatsache, daß ein Durchbiegen der Gumpertschen Bogenbalken erst bei einer Belastung von 440 kg auf den Einzelbalken wahrnehmbar war, und daß der Bruch eines solchen Balkens von 4,5 m Freilänge erst bei 10240 kg Belastung erfolgte.

Ein amerikanischer Eisenbetonbau.

Mit Zeichnungen auf Tafel 17 und Abbildung, Fig. 66.

Zusammenfassung. Dargestellt sind Einzelheiten eines in Canada ganz in Eisenbeton ausgeführten Gebäudes, das sich schematisch als sog. Skelettbau darstellt, bei dem also nur die Säulen und horizontalen Verbindungen Lasten zu tragen haben, während die Wände lediglich als verkleidende Glieder auftreten.

Die Zeichnungen auf Tafel 17 geben ein interessantes Bild von der Art und Weise, wie man zurzeit in Amerika Eisenbetonbauten ausführt.

Handelt es sich im vorliegenden Falle auch im speziellen um einen von der Firma G. B. Reynolds, Agent der Trussed Concrete Steel Co. of Canada, Limited, Coristine Building in Montreal, ausgeführtes Geschäftsgebäude, so deckt sich doch das dabei verwandte Verfahren durchaus mit demjenigen in den Vereinigten Staaten.

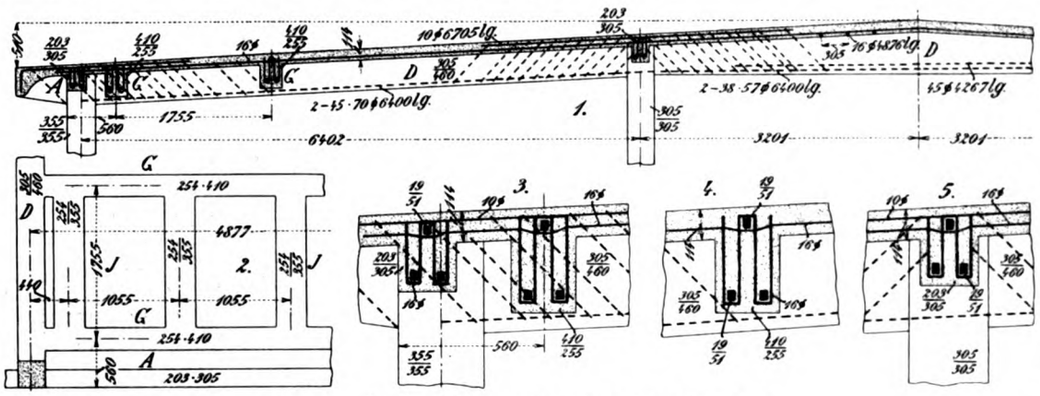


Fig. 66. Z. A.: Ein amerikanischer Eisenbetonbau.

Man erkennt an den uns von Ingenieur Fux in Brantford (Ontario) zur Verfügung gestellten Zeichnungen ohne weiteres, daß das Bestreben der betreffenden Konstrukteure darauf hinauslief, das ganze Gebäude als eine Art Käfig auszuführen, bestehend aus einem System von Säulen, die sich durch sämtliche Stockwerke des betreffenden Gebäudes bis in das Dachgeschoß erstrecken, einer plattenartigen Dachkonstruktion und einem System von horizontalen Verbindungen (den Decken) zwischen den Säulen. Selbstverständlich bilden Säulen und Verbindungen einen in sich geschlossenen Monoliten. Die freien Räume zwischen den Säulen der Umfassung sind dann später teils durch gewöhnliches Ziegel-Mauerwerk, teils durch schwache Eisenbetonplatten ausgefüllt worden. In Höhe der Geschosse hängen die Säulen jedesmal durch die Decken zusammen, deren Balkenlage und Unterzüge sowie Deckenplatten ebenfalls in Eisenbeton ausgeführt sind. In gleicher Weise wurde auch der Fußboden des Dachgeschosses, soweit überhaupt von einem solchen geredet werden kann, und dann die Umfassungen des Dachaufbaues (vgl. Fig. 66) hergestellt. Letzterer dient in der Hauptsache zur Aufnahme eines Bandtransporteurs und enthält zu dem Zwecke eine Anzahl Ober- und Seitenlichtöffnungen. Das Dach selbst ist sowohl im Hauptgebäude (vgl. Fig. 22), als auch auf dem Seitenschiff (vgl. Fig. 19) als schwach geneigtes ausgeführt. Die Verstärkung der nur rd. 12 cm starken Dachplatten erfolgte durch Eisenbetonunterzüge. An der Dachtraufe ist das Dach entsprechend verstärkt und ausgekragt, um eine gute Ableitung für das Regenwasser zu bekommen.

Dort, wo Maschinen in den einzelnen Räumen untergebracht werden müssen, finden sich nahezu immer besondere Verstärkungen, wie das die Fig. 1 und 2 der Tafel zeigen. Dieselben Figuren geben in Verbindung mit den übrigen auf der Tafel zugleich Auskunft über die Verteilung der Eiseneinlagen, die sich in ihrer Anordnung allerdings kaum von den heute bei uns üblichen unterscheiden.

Über die Abmessungen der einzelnen Einlagen geben die in die Tafel eingeschriebenen Daten und weiter aber ein Tabellensystem Auskunft, dessen Veröffentlichung wir uns im vorliegenden Falle, da sich dasselbe kaum von den bei uns eingeführten gleichartigen Tabellen unterscheidet, allerdings versagen möchten.

Christ.

Die Zementmauersteinfabrikation.

Mit Abbildung, Fig. 67.

Zusammenfassung. Das beschriebene Fabrikationsverfahren beruht in der Hauptsache auf der Verwendung einer selbsttätig arbeitende Maschine, die es erlaubt, zerkleinerte Kohlenschlacken und Flußsand mit Portlandzement zu Mauersteinen zu verarbeiten. Die Steine werden dann an der Luft getrocknet.

Die Zementmauersteinfabrikation hat in vielen Ländern bereits festen Fuß gefaßt. Speziell die deutsche Industrie kann auf Erfolge im Absatz solcher Einrichtungen blicken. In speziellen gilt das wohl von der Maschinenfabrik Dr. Gaspary & Co. in Markranstädt bei Leipzig.

Waren es anfänglich die für Betrieb von Hand berechneten praktischen Mauersteinmaschinen welche genannte Firma als Spezialität lieferte, so sind neuerdings dazu noch die maschinell betriebenen Einrichtungen für größere Produktion getreten. So wurde u. a. eine größere Anlage zur Herstellung von Zementmauersteinen in Montevideo aufgestellt. Es handelt sich bei dieser Anlage in der Hauptsache (vergl. Fig. 67) um die Automatmaschine „Wotan", mit der zerkleinerte Kohlenschlacken und Flußsand mit Portlandzement zu Mauersteinen verarbeitet werden.

Die Rohmaterialien gelangen zunächst in die Trichter eines in den Fußboden versenkten Abteilapparates, in Fig. 67 im Hintergrund rechts sichtbar; sie werden dann durch unter den Trichtern rotierende Teller abgemessen und auf einem Transportband aufwärts der Mischschnecke zugeführt. Über ein die Vormischung förderndes Schüttelsieb hinweg gelangen die Rohstoffe in den eigentlichen Mischtrog, in welchem neben gründlicher Trockenauch die Naßmischung erfolgt. Von hier wird der Mörtel in den Füllkasten der in der Mitte des Bildes sichtbaren Stampfmaschine befördert und gelangt aus diesem abgemessen in den Formkasten. Nach einigen Stampfschlägen, welche den Mörtel zur gewünschten Steinstärke verdichten, setzen sich die Stampfer selbsttätig still,

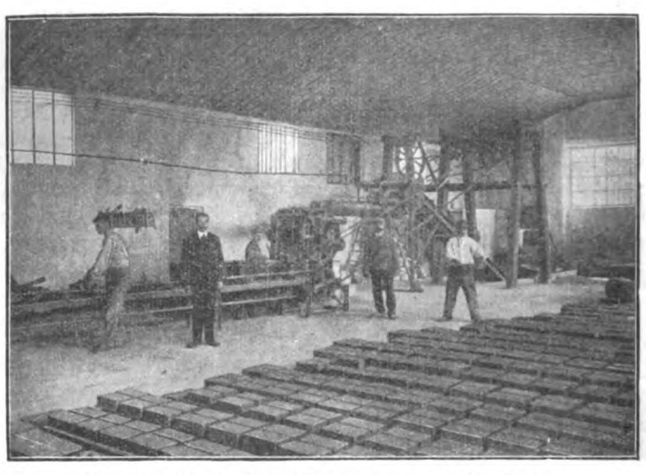


Fig. 67. Z. A.: Die Zementmauersteinfabrikation.

so daß die Steine — es werden zwei Stück gleichzeitig feucht gestampft — ausgestoßen werden können.

Auf ihrem Unterlagsblech kann sie nun der die Stampfmaschine bedienende Arbeiter wegnehmen und auf ein Transportband setzen, von wo sie zwei Arbeiter abtragen und bis zu fünf Schichten übereinander auf den Boden schichten können. Nach einem weiteren Tage lassen sich die Steine von den Blechen, nach drei bis vier Tagen, je nach Witterung und Mischungsverhältnis, aus dem Arbeitsraum nach dem Stapelplatz schaffen. Nach zwei bis vier Wochen sind sie zum Vermauern zu brauchen.

Die Anlage wurde für eine Leistung von 10 000 Steinen pro Tag berechnet und verwendet als Antriebskraft elektrischen Strom; bis heute genügt ein 10 PS-Motor sowie sieben bis acht Arbeiter.

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

46. Jahrgang. Nr. 17. Begründet von W. H. Uhland. 24. April 1913.

Allgemeiner Teil mit Berechnungen etc. (14 Tages-Ausgabe).

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Neue amerikanische Metall-Kreissägen.

Mit Abbildungen, Fig. 68 bis 70.

Zusammenfassung. Durch die Abhandlung wird gezeigt, welche Anstrengungen eine amerikanische Firma gemacht hat, um erstklassige Kreissägen für Metall zu erhalten. Neuartige Spindelführung, Anordnung zweier Sägeblätter mit eingesetzten Zähnen und kontinuierlicher Kühlung bezl. Befeuchtung, auf ein und zwei bewegbaren, dabei aber sicher geführten Supporten, sind Kennzeichen des neuen Types. Versuchsresultate sollen die Güte des Fabrikates beweisen.

Von verschiedenen Seiten wird behauptet, die amerikanische Kreissäge für Metall sei ein durchaus minderwertiges Fabrikat. Um zu beweisen, daß die Verbreiter dieser Nachricht falsch unterrichtet sind, und daß im Gegenteil auch die amerikanische Metallsäge sich als ein durchaus einwandfreies und sehr verwendbares Produkt darstellt, geben wir drei derselben in Fig. 68 bis 70 im Bilde wieder *).

Alle drei Maschinen sind Fabrikate der Newton Machine Tool Works in Philadelphia. Alle drei gehören zu denjenigen Typen, deren Antrieb durch Spindel erfolgt. Die Spindellänge entspricht dem Durchmesser des Sägeblattes und die Lager sitzen nahe jedem Ende der Spindel. Das treibende Zahnrad dagegen befindet sich in der Mitte des Sattels zwischen den beiden Lagern. Die Lager selbst sind ausgebüchst und ummantelt. Das Getrieberad auf der Spindel ist aus hochwertigem Stahl gefertigt und besitzt angegossene Verzahnung. Die Zähne des mit ihm im Eingriff stehenden Trieblings dagegen sind aus dem Vollen herausgearbeitet (gehobelt). Das Antriebs-Schneckenrad ist aus Bronze gefertigt und auf ebenjener Spindel festgekeilt, während die Schnecke aus gehärtetem Stahl hergestellt und mit Kugeldrucklagern ausgerüstet wurde. Letztere besitzen Einrichtungen für Dauerschmierung. Die Sättel, welche die Spindeln tragen, sind außergewöhnlich schwer gebaut und unten mit breiten quadratischen Lagern versehen. Nach den Sägeblättern zu sind diese Lager geschlossen; zur Nachstellung dienen Keile. Die Spindeln für den Vorschub finden ihre Lagerung an den beiden Enden und sind so sicher geführt.

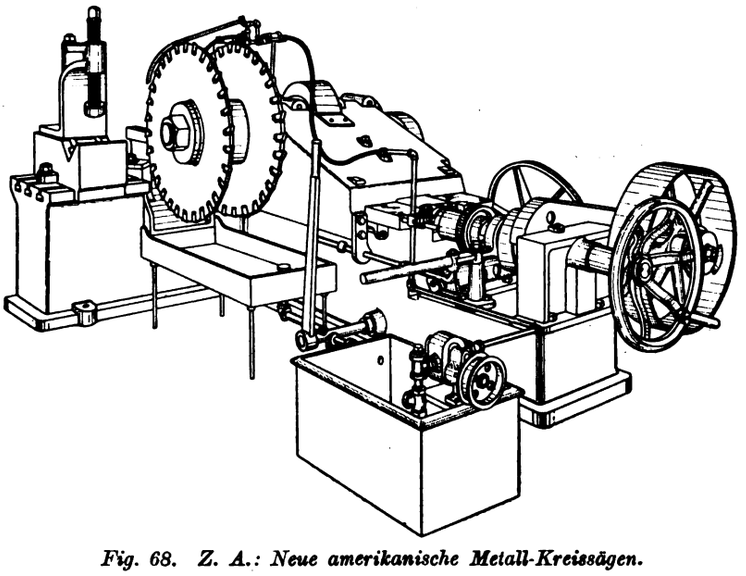


Fig. 68. Z. A.: Neue amerikanische Metall-Kreissägen.

Bis vor kurzem wurden, wie genanntes Werk mitteilt, alle ihre Maschinen mit Reibungsvorschub, zwischen $^1/_4$ und $^1/_2$" in der Minute schwankend, geliefert. Die Einführung der sogenannten Schnell-Sägeblätter mit eingesetzten Zähnen jedoch hat es ermöglicht, den Vorschub um soviel zu erhöhen und die arbeitenden Teile um soviel mehr zu belasten, daß man jetzt eigentlich nur noch mit dem sog. geer feet box, einem Rädervorschub, arbeitet, wie ihn die Maschine, Fig. 69 erkennen läßt.

Sämtliche Maschinen sind weiter mit Handverstellung für den Sattel und schnellen Rückgang mit Kraftantrieb versehen. Zu letzterem verwendet man bei motorisch betätigten Maschinen einen umsteuerbaren Umschalter. Dabei sind sämtliche Hebel- und Handgriffe so gelagert, daß sie vom Maschinenführer erfaßt werden können, ohne daß er seinen Stand zu verlassen braucht.

Weiter sind alle Maschinen mit gehobelten Platten zum Aufmontieren von Elektromotoren ausgerüstet. Man kann solche also jederzeit noch nachträglich anbauen.

Sehr wichtig ist ferner die Tatsache, daß sämtliche Maschinen für einen gegebenen Durchmesser des Sägeblattes in den Hauptabmessungen übereinstimmen, der einzige Unterschied ist in der verschiedenartigen Ausführung des Tisches zu finden. Eine Ausnahme macht nur die für Stahlgießereien bestimmte Maschine, Fig. 69.

Früher benutzte man in der Praxis auch nur hochgekohlte Stahlsägeblätter mit festen Zähnen, die naturgemäß gut gehärtet waren und einen größten Vorschub von $^3/_8$ bis $^1/_2$" in der Minute zuließen. Seit Einführung der Blätter mit eingesetzten Zähnen und der schwereren Maschinen jedoch benutzt man nur noch Blätter letzterer Art und konnte dabei den Vorschub verdoppeln. Dadurch sichert man sich eine Leistung von $^3/_4$ bis 1" in der Minute auf Stahl von 30 bis 35 Kohlenstoffgehalt.

Uns liegt das Photogramm einer 12"$_e$ im Quadrat großen Platte mit 60 Kohlenstoffgehalt vor, die in den Werkstätten der Locomotive & Machine Company zu Montreal in zehn Minuten geschnitten wurde! Das Personal jenes Werkes behauptet, daß eine solch große Arbeitsgeschwindigkeit „normal" sei.

Bei einem Versuche in den eigenen Werkstätten haben die Newton Machine Tool Works, wie sie berichten, auf einer sog. 36"-Säge einen Stahlblock von 45 Kohlenstoffgehalt und 8" Dicke in sechs Min. durchsägt. Ebenso wollen sie mehrere ihrer sog. 48er Kurbelwellen-Sägen von der Anordnung, wie sie Fig. 70 zeigt, verkauft haben, bei denen beide Blätter gleichzeitig mit einem Vorschub von $^7/_8$" in der Minute arbeiten. In einem anderen Falle sollen zwei Blätter gleichzeitig 11 $^1/_2$" tiefe Schnitte in einem fünfzölligen Lokomotivkolben in siebzehn Minuten gemacht haben. Es ist das eine Arbeit, zu der man auf der normalen Bank bisher eines Zeitraumes von rund 2 $^1/_4$ Stunde bedurfte. —.

Früher ließ man das Sägeblatt gern auch in einem Ölbad laufen. Das geht jedoch bei den modernen Sägen nicht mehr an, da die Hitze, die bei Sägeblättern mit eingesetzten Zähnen auftritt, so groß ist, daß man an eine Kühlung bezgl. Schmierung der Arbeitsstelle durch ein ununterbrochen fließendes Mittel denken muß; zu dessen Bewegung bedient man sich einer Pumpe.

Die alte Zwei-Blatt-Säge mit zwei selbständigen Supporten ist in Amerika ebenfalls im Verschwinden; an ihre Stelle tritt mehr und mehr die einspindelige Zwei-Blatt-Säge, wie sie Fig. 68 zeigt. Bei dieser trägt eine Spindel beide Sägeblätter und zwar fliegend. Ebenso ist nur ein Support vorhanden. Zum Einstellen der Sägeblätter auf „Abstand" dienen Distanzklötze, die eine Feineinstellung zwischen $^1/_8$ und 10" zulassen —. Daß dieselbe Maschine auch für nur ein Sägeblatt ausgeführt wird, versteht sich von selbst.

Den allerneuesten Typ der Kreissägen stellt jedoch die Aus-

*) Mit der Veröffentlichung dieser Abhandlung kommen wir einem von verschiedenen Seiten ausgesprochenen Wunsche nach.

Die Red.

führung dar, bei der eine rechts- und linksarbeitende Maschine mit je einem Blatt auf ein und demselben Bett sitzen. Beide Sägeblätter lassen sich dann so einstellen, daß sie parallel und mit genau gleichem Vorschub arbeiten. Mit dieser Maschine lassen sich gleichzeitig zwei Schnitte, beispielsweise in einen Rohblock für eine Kurbel ausführen, dann bohrt man in den stehengebliebenen Steg einige Löcher und sprengt darnach das ausgesägte Stück

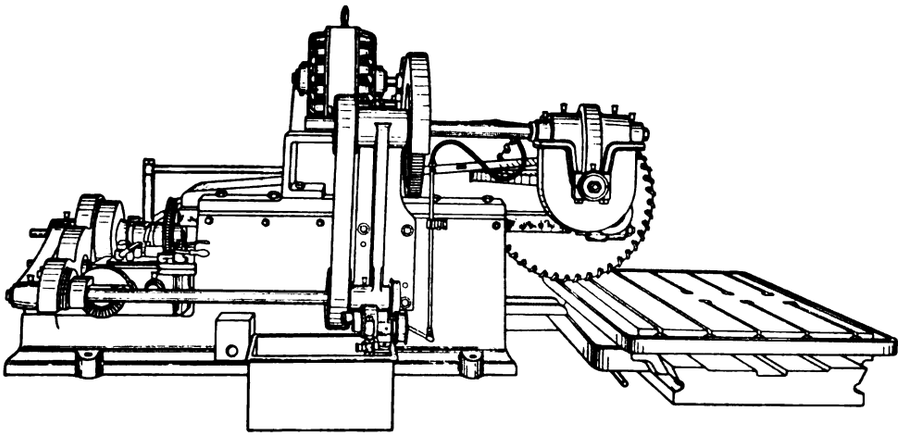


Fig. 69. Z. A.: Neue amerikanische Metall-Kreissägen.

heraus. So erspart man alle sonstigen, früher für derartige Arbeiten erforderlichen Hilfsmaschinen, daneben aber vermindert sich die Ausgabe für Arbeitslohn nach den gemachten Beobachtungen um etwa 50 %. N. M.

Einiges über Pendelberechnungen.

Von Prof. **A. Pfeiffer** in **Kaiserslautern.**

Mit Abbildungen, Fig. 71 u. 72.

(Schluß aus Heft 6.)

Es sei J = das Trägheitsmoment auf diese neue Achse bezogen. Dann ist:

$$J = J_0 + M \cdot c^2 \quad \ldots\ldots\ldots 20.$$

Nach dieser Gleichung 20 haben wir:

a) das Trägheitsmoment für einen Pendelstab (siehe Fig. 71, Skz. 1), der um die Achse A seine Schwingungen ausführt:

$$J = J_0 + M \cdot c^2,$$

$$J = \frac{M}{12} \cdot L^2 + M \cdot \left(\frac{L}{2}\right)^2 \quad \ldots\ldots\ldots 21.$$

wenn für $c = \frac{L}{2}$ gesetzt wird.

Also ist auch: $$J = \frac{M}{12} \cdot L^2 + \frac{M}{4} \cdot L^2 \quad \ldots\ldots\ldots 22.$$

oder $$J = \frac{1}{3} M \cdot L^2 \quad \ldots\ldots\ldots 23.$$

b) das Trägheitsmoment für die Pendellinse, die in der Entfernung c vom Schwerpunkt aufgehängt ist (siehe Fig. 71, Skz. 2) berechnet sich zu: $$J = \frac{M}{2} \cdot R^2 + M \cdot c^2 \quad \ldots\ldots\ldots 24.$$

$$= M \cdot \left(\frac{R^2}{2} + c^2\right) \quad \ldots\ldots\ldots 25.$$

Soll nun die wirksame Pendellänge eines zusammengesetzten Pendels bestimmt werden, so betrachten wir das Pendel zunächst als einen beliebig gestalteten Körper. (Fig. 72, Skz. 1.)

Nach Einführung der dementsprechenden Beziehungen erhält man die Momentengleichung:

$$G \cdot EA = G \cdot s \cdot \sin\alpha \quad \ldots\ldots\ldots 26.$$

Wird jetzt das Trägheitsmoment des Körpers mit bezug auf die Achse A mit J bezeichnet, dann ist beim Ausschlage α die Beschleunigung: $$q = \frac{G \cdot \sin\alpha \cdot s}{J} \quad \ldots\ldots\ldots 27.$$

Denken wir uns das ganze Gewicht G des zusammengesetzten Pendels A B an einem Punkte S_1 vereinigt und in der Entfernung l von A aufgehängt, so haben wir ein einfaches Pendel von demselben Gewicht und derselben Masse wie das zusammengesetzte Pendel.

Für diesen Fall (vgl. Fig. 72, Skz. 2) lautet die Momentengleichung: $$G \cdot FA = G \cdot l \cdot \sin\alpha \quad \ldots\ldots\ldots 28.$$

und die Winkelbeschleunigung, welche dem Körper durch G erteilt wird an dieser Stelle, ist dann:

$$q_1 = \frac{G \cdot l \cdot \sin\alpha}{M \cdot l^2} \quad \ldots\ldots\ldots 29.$$

wobei $M \cdot l^2$ das Trägheitsmoment der im Punkte c vereinigten Masse des zusammengesetzten Pendels bedeutet. Sollen beide Pendel (Skz. 1 u. 2) gleiche Ausschlagszeit haben, dann muß sein:

$$q = q_1 \quad \ldots\ldots\ldots 30.$$

Mithin muß sein:

$$\frac{G \cdot \sin\alpha \cdot s}{J} = \frac{G \cdot l \cdot \sin\alpha}{M \cdot l^2} \quad \ldots\ldots\ldots 31.$$

Daraus folgt:

$$l = \frac{J}{M \cdot s} \quad \ldots\ldots\ldots 32.$$

Die Ausschlagszeit des zusammengesetzten Pendels stellt sich sonach auf: $$T = \pi \sqrt{\frac{J}{M \cdot g \cdot s}} = \pi \sqrt{\frac{J}{\frac{G}{g} \cdot g \cdot s}} \quad \ldots\ldots\ldots 33.$$

oder $$T = \pi \sqrt{\frac{J}{G \cdot s}} \quad \ldots\ldots\ldots 34.$$

Man nennt nun die Länge l des einfachen Pendels, das mit dem zusammengesetzten Pendel die gleiche Ausschlagszeit hat, die wirksame Pendellänge des zusammengesetzten Pendels.

Einen um die „wirksame Pendellänge" l von A entfernten Punkt S_1 nennt man Schwingungsmittelpunkt des zusammengesetzten Pendels.

Der Schwingungsmittelpunkt S_1 liegt für uns immer auf dem Radius, der durch den Schwerpunkt des Pendels geht.

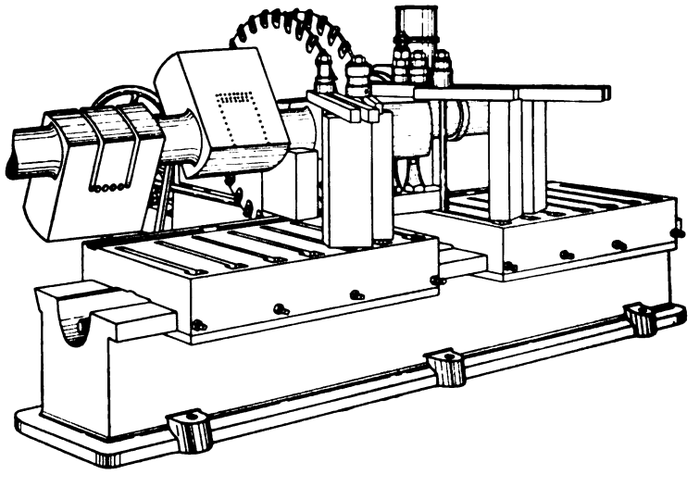


Fig. 70. Z. A.: Neue amerikanische Metall-Kreissägen.

Je nach der Gestalt des zusammengesetzten Pendels kann der Schwingungsmittelpunkt auch außerhalb des schwingenden Körpers liegen; denn nach Gleichung 32 wächst die wirksame Pendellänge mit dem Trägheitsmoment, d. h. mit der Entfernung der Massen von der Drehachse. Ferner wächst die wirksame Pendellänge mit abnehmender Entfernung des Schwerpunktes von der Drehachse. Um die Lage des Schwingungsmittelpunktes gegenüber dem Schwerpunkte zu finden, nehmen wir an, das Trägheitsmoment des zusammengesetzten Pendels inbezug auf

den Schwerpunkt sei J_0. Dann ist inbezug auf die Drehachse das Trägheitsmoment: $J = J_0 + M \cdot s^2$ . . . . . 35.

Diesen Wert in Gleichung 32 eingesetzt, gibt:

$$l = \frac{J_0 + M \cdot s^2}{M \cdot s} = s + \frac{J_0}{M \cdot s};$$

somit ist $l > s$, d. h. der Schwingungsmittelpunkt liegt stets unter dem Schwerpunkte des Pendels (siehe Fig. 72, Skz. 2 u. 3).

Nachfolgendes Beispiel zeigt die zahlenmäßige Berechnung: Wie lang muß ein Stab sein, der um sein Ende schwingt und in der Sekunde einen einzigen Ausschlag macht?

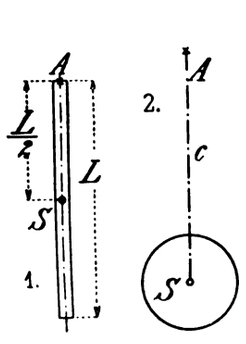
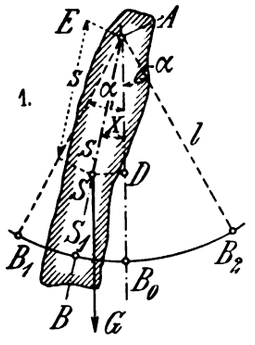
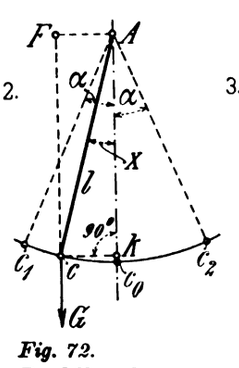


Fig. 71.





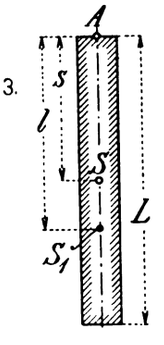


Fig. 72.

Fig. 71 u. 72. Z. A.: Einiges über Pendelberechnungen.

Es ist die wirksame Pendellänge für diesen Fall bekanntlich:

$$l = 0{,}995 \text{ m}.$$

Setzt man in Gleichung 32 für $s = \frac{L}{2}$ und $J = \frac{M}{3} \cdot L^2$ (vgl. Fig. 72, Skz. 3), dann wird nach Gleichung 32:

$$l = \frac{\frac{M}{3} \cdot L^2}{M \cdot \frac{L}{2}} = \frac{2\,M \cdot L^2}{3\,M \cdot L} \text{ oder } = l = \frac{2}{3} L;$$

somit wird in Fig. 72, Skz. 3

$$L = \frac{2}{3} l \text{ oder } = L = 1{,}5 \cdot l;$$

Also:

$$L = 1{,}5 \cdot 0{,}995 = L = 1492{,}5 \text{ mm}.$$

Statische Berechnung der Eisenkonstruktion eines Pfannenschuppens.

Von **Franz Lieber.**

Mit Zeichnungen auf Tafel 11, und Abbildungen, Fig. 73 u. 74.

(Schluß aus Heft 6.)

2. Giebelwände (Fig. 73, Skz. 1 u. 2).

Zwischen den Untergurten der Endbinder ist ein Windträger angeordnet.

Fachwerkträger über der Türöffnung:

Last I: $1{,}6\,[(2{,}3 + 0{,}7) \cdot 250 + 2{,}85 \cdot 100] = 1670$ kg,

Last II: $1\,[(1{,}15 + 2{,}3) \cdot 250 + 2{,}85 \cdot 100] = 1150$ kg,

Last III: $1{,}6\,[(1{,}6 + 2{,}3) \cdot 250 + 2{,}85 \cdot 100] = 2020$ kg

$$A = \frac{2020 \cdot 2{,}1 + 1150 \cdot 3{,}1 + 1670 \cdot 4{,}15}{6{,}2} = 2380 \text{ kg},$$

$$B = 1670 + 1150 + 2020 - 2380 = 2460 \text{ kg}.$$

Der Obergurt des Fachwerkträgers ist überdies durch Wind beansprucht auf $l = 6{,}2$ m Länge,

$$W_Q = 6{,}2 \cdot 2{,}6 \cdot 125 = 2020 \text{ kg},$$

$$M_w = \frac{2020 \cdot 620}{8} = 157\,000 \text{ cm/kg}.$$

Die größte Axialspannung des Kräfteplanes ergibt sich zu

$P = -2{,}3$ t, $l = 6{,}2$ m, $l_1 = 2{,}1$ m,

$J = 1{,}82 \cdot 2{,}3 \cdot 6{,}2^2 = 161$ cm⁴, $J_1 = 1{,}82 \cdot 2{,}3 \cdot 2{,}1^2 = 18{,}5$ cm⁴,

gewählt I N.P. 18 mit $J_x = 1444$ cm⁴, $J_y = 81{,}3$ cm⁴,

$W_x = 161$ cm³, $F = 27{,}9$ qcm,

$$k = \frac{157\,000}{161} + 2300 = \sim 1060 \text{ kg/qcm}.$$

Untergurt: $U_1 = +2{,}5$ t.

Beanspruchung durch Wind:

$$W_Q = 6{,}2 \cdot 1{,}15 \cdot 125 + 6{,}2 \cdot \frac{4{,}5}{2} \cdot 125 = 890 + 3500 = 4390 \text{ kg},$$

$$M_w = \frac{4390 \cdot 620}{8} = 341\,000 \text{ cm/kg}.$$

Beanspruchung durch Vertikallast:

$$V = 2{,}1 \cdot [(1{,}15 + 2{,}3) \cdot 250 + 2{,}85 \cdot 100] = 2420 \text{ kg}.$$

$$M_V = \frac{2420 \cdot 210}{8} = 63\,600 \text{ cm/kg},$$

gewählt I N. P. 24 horizontal und ⊔ N. P. 12 vertikal,

$$k_1 = \frac{34\,100}{353} + \frac{2500}{43{,}5} = 1024 \text{ kg/qcm},$$

$$k_2 = \frac{63\,600}{60{,}7} = 1050 \text{ kg/qcm}.$$

Vertikalen: I N. P. 14.

Diagonalen:

$D_1 = +3{,}4$ t, gewählt 1 ⌊ 50/50/5,

$D_2 = -0{,}8$ t, $l = 2{,}5$ m, $J = 1{,}82 \cdot 0{,}8 \cdot 2{,}5^2 = 11{,}7$ cm⁴,

gewählt 1 ⌊ 65/65/7.

Torstiel: $l = 4{,}5$ m, $b = \frac{0{,}9 + 4{,}5}{2} = 2{,}7$ m,

$$W_Q = 4{,}5 \cdot 2{,}7 \cdot 125 = 1520 \text{ kg},$$

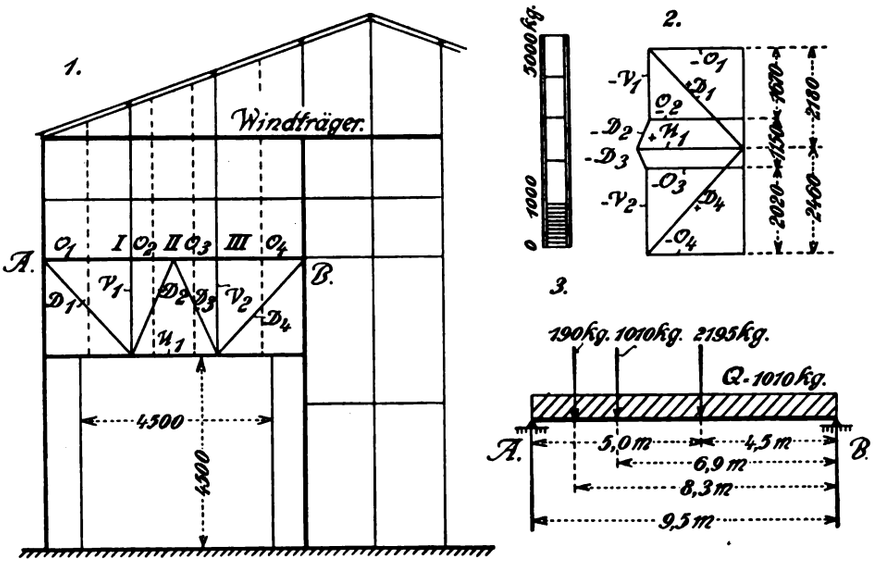


Fig. 73. Z. A.: Statische Berechnung der Eisenkonstruktion eines Pfannenschuppens.

$$M = \frac{1520 \cdot 450}{8} = 85\,500 \text{ cm/kg},$$

$$W = \frac{85\,500}{1200} = 127 \text{ cm}^3, \text{ I N.P. 18}.$$

Die sonstigen Zwischenstiele und Zwischenriegel sind: I N. P. 14.

Hauptstiel an der Toröffnung (Fig. 73, Skz. 3):

$$Q = 9{,}5 \cdot 0{,}85 \cdot 125 = 1010 \text{ kg},$$

$$P_1 = \frac{4390}{2} = 2195 \text{ kg (siehe oben, Untergurt)},$$

$$P_2 = 1010 \text{ kg},$$

$$P_3 = \frac{2{,}85}{2} \cdot \frac{2{,}1}{2} \cdot 125 = \sim 190 \text{ kg};$$

$$A = \frac{2{,}195 \cdot 4{,}5 + 1{,}01 \cdot 6{,}9 + 0{,}19 \cdot 8{,}3}{9{,}5} + 0{,}505 = 2{,}45 \text{ t},$$

$$M_{max} = 2{,}45 \cdot 5 - 0{,}19 \cdot 3{,}8 - 1{,}01 \cdot 2{,}4 - 1{,}01 \cdot \frac{5}{9{,}5} \cdot 2{,}5$$
$$= 7{,}768 \text{ m/t},$$

$$W \text{ erforderlich} = \frac{776\,800}{1200} = 647 \text{ cm}^3 = \text{I N.P. } 30,$$

$$W_x = 652, \quad F = 53{,}3 \text{ qcm}.$$

Druckbelastung:

$$P = 3{,}1 \cdot [(2{,}85 \cdot 100 + (2{,}3 + 1{,}7) \cdot 250] = \sim 4{,}0 \text{ t},$$

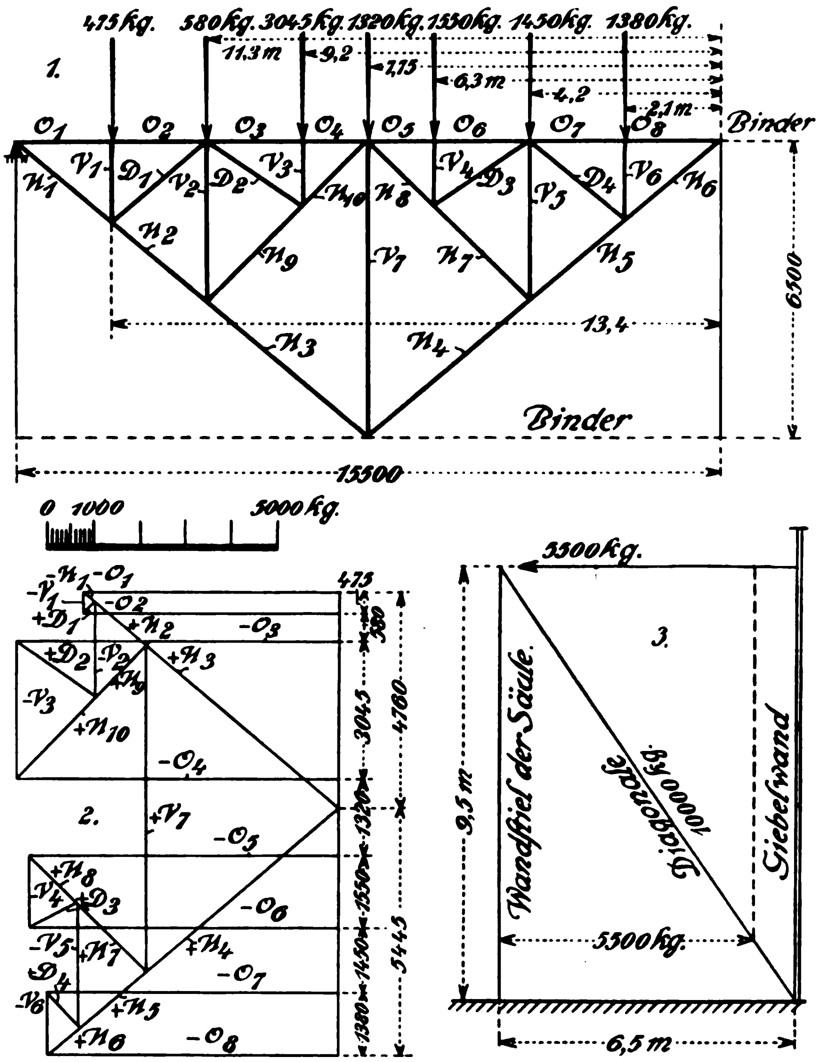


Fig. 74. Z. A.: Statische Berechnung der Eisenkonstruktion eines Pfannenschuppens.

$$k = \frac{776\,800}{652} + \frac{4000}{53{,}3} = 1265 \text{ kg/qcm},$$

$$l = 9{,}5 \text{ m}, \; l_1 = 3{,}4 \text{ m},$$

$$J = 2{,}33 \cdot 4 \cdot 9{,}5^2 = 840 \text{ cm}^4, \; J_1 = 2{,}33 \cdot 4 \cdot 3{,}4^2 = 108 \text{ cm}^4;$$

vorhanden: I N. P. 30 mit $J_x = 9785 \text{ cm}^4$, $J_y = 449 \text{ cm}^4$.

Normaler Stiel: $l = 9{,}5$ m, $b = 2{,}1$ m;

$$W_Q = 9{,}5 \cdot 2{,}1 \cdot 125 = 2500 \text{ kg},$$

$$M = \frac{2500 \cdot 950}{8} = 297\,000 \text{ cm/kg},$$

$$W = \frac{297\,000}{1200} = 248 \text{ cm}^3, \text{ I N. P. } 22.$$

Die Zwischenriegel bestehen wieder aus I N. P. 14.

Windträger der Giebelwand (Fig. 74, Skz. 1 u. 2):

$$P_1 = 2{,}1 \cdot \frac{3{,}6}{2} \cdot 125 = 475 \text{ kg},$$

$$P_2 = 2{,}1 \cdot \frac{4{,}4}{2} \cdot 125 = 580 \text{ kg},$$

$$P_3 = \frac{2{,}1 + 1{,}7}{2} \cdot \frac{5}{2} \cdot 125 + 2450 = 3045 \text{ kg}$$
(siehe oben, Hauptstiel),

$$P_4 = 1{,}7 \cdot 6{,}2 \cdot 125 = 1320 \text{ kg},$$
$$P_5 = 2{,}1 \cdot 5{,}9 \cdot 125 = 1550 \;\text{,,}\,,$$
$$P_6 = 2{,}1 \cdot 5{,}5 \cdot 125 = 1450 \;\text{,,}\,,$$
$$P_7 = 2{,}1 \cdot 525 \cdot 125 = 1380 \;\text{,,}\,.$$

$$A = \frac{1{,}38 \cdot 2{,}1 + 1{,}45 \cdot 4{,}2 + 1{,}55 \cdot 6{,}3 + 1{,}32 \cdot 7{,}75 + 3{,}45 \cdot 9{,}2}{15{,}5}$$
$$+ \frac{0{,}58 \cdot 11{,}3 + 0{,}475 \cdot 13{,}4}{15{,}5} = 4{,}76 \text{ t},$$

$$B = 5{,}445 \text{ t}.$$

$$U_3 = \frac{+4{,}76 \cdot 7{,}75 - 0{,}475 \cdot 5{,}65 - 0{,}58 \cdot 3{,}55 - 3{,}045 \cdot 1{,}45}{5}$$
$$= +5{,}55 \text{ t}.$$

Die Druckgurtung wird gebildet durch den Untergurt des Binders $O_4 = -7{,}2$ t.

Kleinste Zugspannung des Untergurtes $+ 7{,}5$ t. Eine Verstärkung ist daher nicht erforderlich.

Vertikalen:

$$V_1 = V_6 = -1{,}38 \text{ t}, \; l = 1{,}8 \text{ m},$$
$$J = 1{,}82 \cdot 1{,}38 \cdot 1{,}8^2 = 8{,}15 \text{ cm}^4, \; 2 \angle 45/45/5.$$
$$V_2 = V_5 = -2{,}8 \text{ t}, \; l = 3{,}5 \text{ m},$$
$$J = 1{,}82 \cdot 2{,}8 \cdot 3{,}5^2 = 62{,}5 \text{ cm}^4, \; 2 \angle 65/65/7,$$
$$V_3 = V_4 = -3{,}5 \text{ t}, \; l = 1{,}5 \text{ m},$$
$$J = 1{,}82 \cdot 3{,}05 \cdot 1{,}5^2 = 12{,}5 \text{ cm}^4, \; 2 \angle 45/45/5,$$
$$V_7 = -7{,}2 \text{ t}, \; l = 6{,}5 \text{ m},$$
$$J = 1{,}82 \cdot 7{,}2 \cdot 6{,}5^2 = 555 \text{ cm}^4 = \text{]\,[(45) N. P. } 12,$$
$$J_x = 728 \text{ cm}^4, \; J_y = 577 \text{ cm}^4.$$

Diagonalen (Fig. 74, Skz. 3):

$$D_1 = D_2 = D_3 = D_4 = + 2{,}15 \text{ t}, \; 2 \angle 45/45/5.$$

Untergurt: $U_1 \div U_6 = + 8{,}5$ t, $2 \angle 45/45/5$,
$U_7 \div U_{10} = + 4{,}1$ t, $2 \angle 45/45/5$.

Windbock in den Längswänden.

Zur Ableitung der Windkräfte des Windträgers nach den Fundamenten wird in den Endfeldern der Seitenwände zwischen den Wandstielen je eine Diagonale nach nebenstehender Fig. 74, Skz. 3 angeordnet.

$$D = + 10 \text{ t}, \; F \text{ erforderlich} = \frac{10\,000}{1200} = 8{,}35 \text{ qcm},$$

gewählt: $2 \angle 55/55/6$.

Versuche mit einer Abgasturbine. In gleicher Weise, wie man in der neueren Zeit den Wirkungsgrad der Dampfmaschinen dadurch zu verbessern sucht, daß man den aus der Maschine kommenden Abdampf in sog. Abdampfturbinen weiter zur Krafterzeugung ausnutzt, versucht man nun auch schon bei Explosionsmaschinen, die Auspuffgase in Abgasturbinen zur Krafterzeugung weiter auszunutzen. Nach „Engineer" hat man in England die Auspuffgase einer kleinen Benzinmaschine von 105 mm Zylinderdurchmesser und 127 mm Hub durch vier Düsen auf die 60 Schaufeln eines Gleichdruck-Turbinenlaufrades von 450 mm Durchmesser wirken lassen, wobei durch entsprechende Wahl der Düsenteilung im Verhältnis zur Schaufelteilung die Stöße des Auspuffs zum größten Teile ausgeglichen wurden. Nach dem Passieren des Laufrades gehen die Auspuffgase noch durch einen feststehenden Schaufelkranz mit entgegengesetzter Schaufelkrümmung. Vergleichenden Bremsversuchen an dieser Maschine haben ergeben, daß durch die Turbine eine Brennstofferspamis von $\sim 8\,\%$ erzielt werden konnte.

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

46. Jahrgang. Nr. 19. Begründet von W. H. Uhland. 8. Mai 1913.

Allgemeiner Teil mit Berechnungen etc. (14 Tages-Ausgabe).

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Einiges über Induktionsregler und deren Betätigung.

Mit Abbildungen, Fig. 75 bis 78.

Für Elektrizitätswerke, die Lichtkonsumgebiete mit elektrischer Energie zu versorgen haben, steht die Frage der Spannungsregulierung an erster Stelle. Besonders schwierig gestalten sich die Verhältnisse dort, wo es sich um Speisung von Feedern verschiedener Länge handelt und von solchen bei denen die Belastungsmaxima zu verschiedenen Zeiten auftreten. In solchen Fällen ist es faktisch unmöglich, die Spannung in allen Teilen des Absatzgebietes durch Regelung der Generatorspannung allein konstant zu halten. Unmöglich wird dies auch dort, wo die Licht- und Kraftenergie mittels der gleichen Leitung übertragen wird, und erst am Verbrauchsort selbst für Licht- und Kraftbetrieb getrennte Leitungen und Transformatoren erstellt werden, da sich die vom Kraftbetrieb herrührenden Spannungsschwankungen auch bei sorgfältiger Regulierung in der Kraftzentrale nicht genügend ausgleichen lassen.

In diesen und ähnlichen Fällen verwendet die Maschinenfabrik Oerlikon sog. Induktionsregler, die innerhalb beträchtlicher Grenzen eine beliebig fein abgestufte Regulierung der Spannung gestatten. Mittels dieser Apparate kann man die Spannung für eine oder mehrere Feeder gleichzeitig von der Zentrale aus regulieren, man kann aber auch diese Regulierung am Endpunkt der Speiseleitung, also am Verbrauchsort selbst, besorgen.

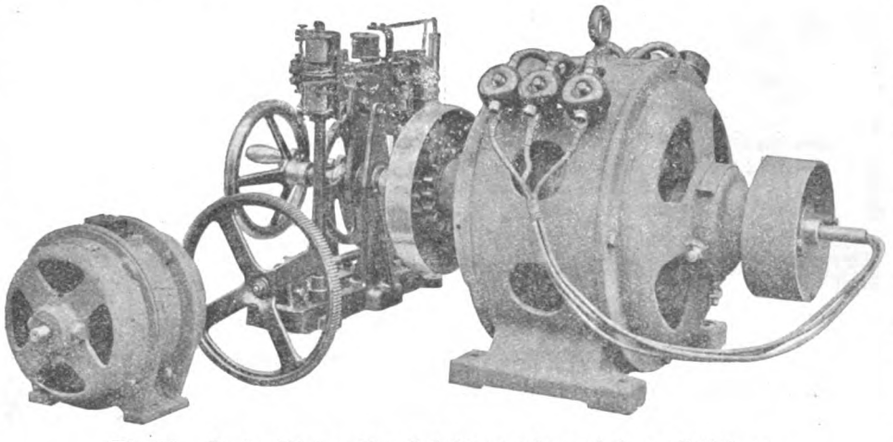


Fig. 75. Z. A.: Einiges über Induktionsregler und deren Betätigung.

Induktionsregler werden zweckmäßig auch dort benutzt, wo z. B. Lichtleitungen von einer oder zwei Phasen eines Drehstromkraftnetzes gespeist werden oder aus irgend einem anderen Grunde ein Mehrphasensystem derart unsymmetrisch belastet ist, daß die daraus resultierenden Spannungsschwankungen sich unangenehm fühlbar machen. Endlich lassen sie sich auch als Transformatoren mit regulierbarer sekundärer Spannung verwenden, z. B. zur Speisung von Bahnmotoren, elektrischen Öfen usw.

Die Induktionsregler haben gegenüber den regulierbaren Transformatoren den Vorteil, daß die Spannung in kontinuierlichen Übergängen auf jeden Wert innerhalb des Regulierbereiches eingestellt werden kann, und zwar ohne Unterbrechung und Schließung von Stromkreisen und der unvermeidlichen Begleiterscheinung abgebrannter Kontakte.

Die Induktionsregler sind in den aktiven Teilen, d. h. Blech und Wicklung genau wie Asynchromotoren ausgeführt. Induktionsregler für kleine Leistungen unterscheiden sich auch äußerlich nur sehr wenig von solchen Motoren. Sie erhalten natürliche (Fig. 75) oder künstliche Luftkühlung. Für größere Leistungen werden sie mit vertikaler Achse ausgeführt und in Öl getaucht eventuell mit Wasserkühlung versehen. Sie sind weiter mit einem Schneckenantrieb ausgerüstet, der entweder mittels Handrades oder automatisch mittels Elektromotors und eines Relais betätigt wird und ein Verstellen des Rotors gegenüber dem Stator gestattet.

Das System stellt also gewissermaßen einen Transformator mit gegeneinander verstellbarer Primär- und Sekundärwicklung dar. An Stelle der bei gewöhnlichen Motoren üblichen Schleifringe werden flexible Kabel verwendet. Ferner sind — besondere Fälle ausgenommen — die Stator- und Rotorwicklung in Serie geschaltet. Je nach der Stellung des Rotors gegenüber dem Stator addiert oder subtrahiert sich die volle Rotorspannung oder eine Komponente derselben zur Spannung des Stators.

Das maximale Drehmoment eines Mehrphasen-Induktionsreglers, in kg/m ausgedrückt entspricht ungefähr der internen Leistung in KVA bei einer der Polzahl entsprechenden synchronen Geschwindigkeit; bei Einphasen-Induktionsreglern beträgt es etwa 20% dieser Leistung.

Für Spannungen bis 5000 Volt (bei kleineren Induktionsreglern bis 3000 Volt) erhält die Primärwicklung (Rotorwicklung) des Induktionsreglers direkte Netzspannung (vgl. Schema, Fig. 77). Für höhere Spannungen wird sie mit Vorteil unter Zwischenschaltung eines Transformators angeschlossen, so daß sie nur Niederspannung erhält (vgl. Schema, Fig. 78).

Bei Einphasen-Induktionsreglern ist die Phase der sekundären Stromstärke und Spannung unabhängig von der jeweiligen Stellung des Rotors und entgegengesetzt gerichtet zu derjenigen des primären Stromkreises. Bei Mehrphasen-Induktionsreglern erfahren hingegen sowohl Strom, als auch Spannung — je nachdem der Rotor im gleichen oder entgegengesetzten Sinne der Richtung des Drehfeldes gedreht wird — eine Verschiebung nach vorwärts oder rückwärts. Da diese jedoch für Strom und Spannung nahezu gleich groß ist, bleibt sie auch ohne wesentlichen Einfluß auf den Leistungsfaktor cos φ des Netzes. Will man diese Phasen-Verschiebung einmal gänzlich annullieren, so geschieht dies dadurch, daß man an Stelle eines einzelnen Induktionsreglers zwei von gleicher Leistung verwendet, die mit einander so gekuppelt werden, daß der eine Rotor nach rechts, der andere nach links dreht.

Der innere cos φ des vollbelasteten Induktionsreglers liegt im allgemeinen zwischen 0,87 und 0,93.

Automatische Betätigung der Induktionsregler.

Wie oben schon bemerkt, können namentlich die größeren Induktionsregler in Verbindung mit einer geeigneten Vorrichtung mit Vorteil zur selbsttätigen Spannungsregulierung verwendet werden. Man braucht dazu: 1. einen Motor, welcher die nötige Kraft zur Verstellung der Rotorwicklung liefert und 2. einen Regulator, welcher bei der Zunahme oder Abnahme der Spannung das Eingreifen des Motors vermittelt.

Die Maschinenfabrik Oerlikon verwendet zur automatischen Spannungsregulierung in Verbindung mit einem Induktionsregler den sog. Thury-Regulator nach Abb., Fig. 76.

Die Wirkungsweise dieses Reglers beruht darauf, daß der Apparat eine Wippe mit zwei Haken C_1 und C_2 besitzt. Mittels eines an der Welle A angreifenden Motors, der konstant im gleichen Sinne rotiert, und des Kugelgetriebes K, wird die Wippe in eine ständig schwingende Bewegung versetzt. Solange die

Spannung normal bleibt, pendeln die beiden Haken über die Zähne des Zahnrades D hinweg. Bei Zunahme oder Abnahme der Spannung wird durch die elektromagnetische Anordnung E_1 und E_2 entweder C_1 oder C_2 zum Eingriff gebracht, wodurch dann wieder das Zahnrad D und damit dessen Welle B im einen oder andern Sinne gedreht wird. Mit der Welle B ist die Schnecke des Induktionsreglers gekuppelt.

Je nach dem Drehungssinn wird infolge der Verstellung des Induktionsreglers die Spannung so lange steigen oder sinken, bis der normale Wert erreicht ist, und die Haken des Thury-Regulators außer Eingriff gelangen, d. h. in ihre Mittellage zurückkehren.

Die Kupplung der Achse B des Regulators mit der Schnecke des Induktionsreglers erfolgt bei kleinerer Leistung durch Zahnradübersetzung (Fig. 75), bei solchen größerer Leistung direkt. Bei sehr großen Leistungen, bei denen das zum Drehen des Rotors des Induktionsreglers nötige Drehmoment von der Achse B des Thury-Regulators nicht mehr übertragen werden kann, wird zwischen letzterem und dem Induktionsregler ein zweiter Motor mit Schneckengetriebe eingeschaltet (Abbild. folgt in der nächsten Nr. d. Z.). Der Thury-Regulator wirkt dann auf einen Umschalter, der diesen zweiten Motor in Unabhängigkeit von der Netzspannung oder Netzleistung nach der einen oder anderen Drehrichtung umschaltet, wobei der Induktionsregler ebenfalls in dem einen oder andern Sinne gedreht wird. Für Spannungen von mehr als 500 Volt sind für den Automat und den Antriebsmotor Transformatoren vorzusehen.

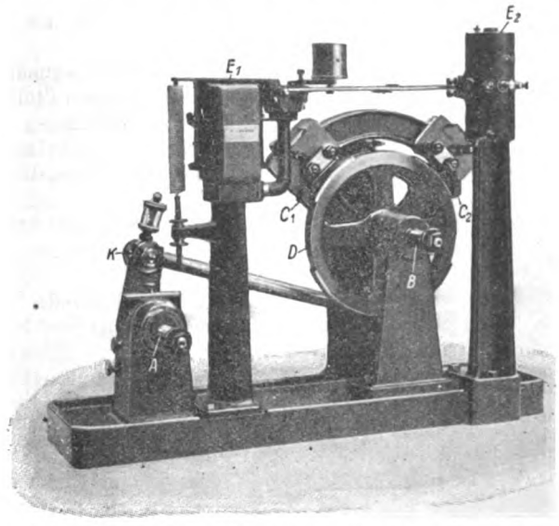


Fig. 76. Z. A.: Einiges über Induktionsregler und deren Betätigung.

Wahl der Größe eines Induktionsreglers.

Im Allgemeinen ist gegeben die durch den Induktionsregler gehende Netzleistung W in KVA (externe Leistung), ferner auf der einen Seite des Reglers eine konstant zu haltende Netzspannung E_0. Die Spannungsregulierung in dem Induktionsregler ist dann $= E_1 - E_0$.

In den meisten Fällen bildet die konstante Spannung E_0 einen Mittelwert zwischen einer maximalen Spannung $E_0 + e$ und einer minimalen Spannung $E_0 - e$ und der Bereich der Regulierspannung des Reglers liegt zwischen $+e$ und $-e$.

Die durch den Regler fließende Netzstromstärke ist gegeben durch die Formel: $J = \frac{W \cdot 1000}{\sqrt{3} \cdot E_1}$, worin E_1 die verkettete veränderliche Spannung einer Drehstromverteilung ist.

Für die Wahl eines Induktionsreglers sind zwei Fälle zu unterscheiden:

a) Die maximale externe Leistung W ist für alle Werte der veränderlichen Spannung konstant, dann ist die maximale Stromstärke: $J = \frac{W \cdot 1000}{\sqrt{3} \cdot (E_0 - e)}$

b) die externe Leistung ist proportional der veränderlichen Spannung E_1, die maximale Stromstärke ist dann:

$$J = \frac{W \cdot 1000}{\sqrt{3} \cdot (E_0 + e)}.$$

Die innere Leistung W_i, für welche der gewählte Induktionsregler genügen muß, ist dann: $W_i = \sqrt{3}\, e$;

$J = W \frac{e}{E_0 - e}$ im Falle a und $= W \frac{e}{E_0 + e}$ im Falle b.

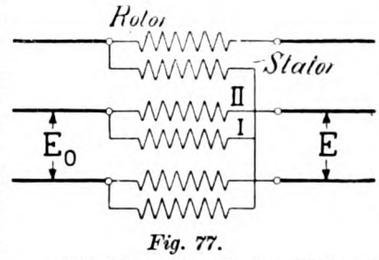


Fig. 77.

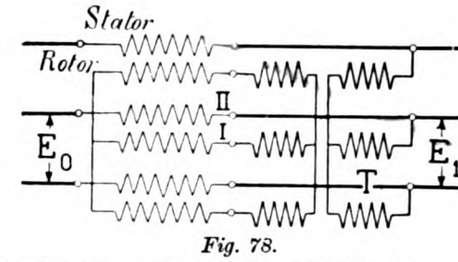


Fig. 78.

Fig. 77 u. 78. Z. A.: Einiges über Induktionsregler und deren Betätigung.

Wenn der Regler nur nach einer Seite, entweder $+e$ oder $-e$, regulieren soll, so ist im Falle a, wenn:

$$E_0 = E_1 + e; \qquad W_i = W \cdot \frac{e}{E_0}$$

und wenn: $E_0 = E_1 - e; \qquad W_i = W \cdot \frac{e}{E_0 - e}$;

im Falle b ist, wenn:

$$E_0 = E_1 + e; \qquad W_i = W \cdot \frac{e}{E_0}$$

und $E_0 = E_1 - e; \qquad W_i = W \cdot \frac{e}{E_0 + e}$.

Es ist jeweils im Falle a die maximale Stromstärke für die minimale Spannung E_1, im Falle b für die maximale Spannung E_1 auszurechnen.

Falls ein Teil des Reglers mittels eines Transformators an das Netz angeschlossen wird, ist der Transformator für eine Leistung zu dimensionieren, die ungefähr um 10 % größer als die interne Leistung W_i des Reglers ist.

Der Wirkungsgrad läßt sich approximativ mittels folgender Formel ausrechnen:

$$\eta = \frac{I}{I + \frac{\alpha}{100} \cdot \frac{e}{E + e}} = \frac{I}{I + \frac{\alpha}{100} \cdot \frac{W_i}{W}}$$

wo α der approximative Wattverlust in % von W_i bedeutet.

Einige **Beispiele** mögen das klar machen:

1. Gegeben ist eine Leistung von 500 KVA Drehstrom mit 50 Perioden; die ankommende veränderliche Spannung beträgt 5000 + 370 Volt. Die abgehende Spannung soll durch den Induktionsregler auf den konstanten Wert von 5000 Volt geregelt werden.

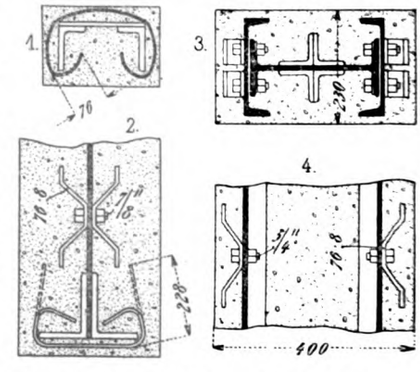


Fig. 79. Z. A.: Lokomotiv-Bekohlungseinrichtungen in Eisenbeton.

Wir haben also W = 500 KVA; E_0 = 5000 Volt; e = 370 Volt; $E_1 = 5000 \pm 370$ Volt; diese Werte, in die angegebenen Gleichungen eingesetzt, ergeben:

Maximale Stromstärke $J = \frac{500 \cdot 1000}{1{,}73 \cdot (5000 - 370)} = 62$ Amp.

Maximale interne Leistung $W_i = \frac{1{,}73 \cdot 370 \cdot 62}{1000} = 40$ KVA.

Denselben Wert erhält man nach der Formel:

$$W_i = W \cdot \frac{e}{E_0 - e} = 500 \frac{370}{5000 - 370} = 40 \text{ KVA}.$$

(Schluß folgt.)

Lokomotiv-Bekohlungseinrichtungen in Eisenbeton.

Mit Abbildungen, Fig. 79 bis 81.

(Schluß aus Heft 8.)

Eine zweite Station ist diejenige der Philadelphia & Reading Railway in der Nähe der Green Street Personen-Haltestelle in Philadelphia, dicht beim Hauptbahnhof.

Diese Anlage faßt 2000 t Kohle, d. h. sie enthält so viel Kohle, daß man vier Tage lang je 230 Züge ablassen könnte. Sie umfaßt weiter eine Bekohlungs-, eine Sand- und eine Aschestation.

Neben dem Kohlenbunker von 2000 t Fassungsvermögen sind zwei Aschebunker von 125 t und zehn Sandkästen von je 6 t vorhanden. Weiter überbrückt die Station sieben Gleise, von denen sechs der Bekohlung und ein Gleis als Aschegleis dienen.

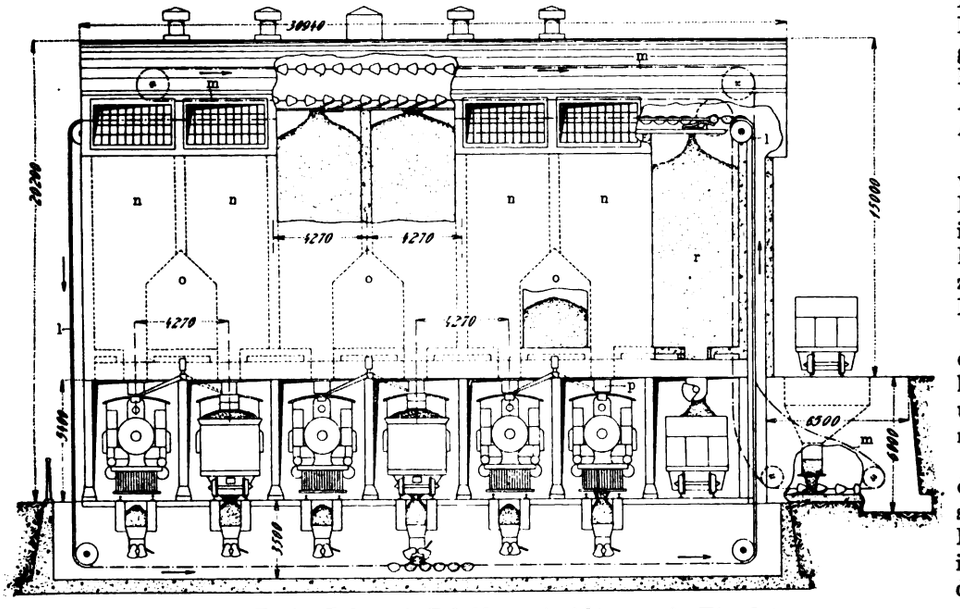
Fig. 80 gibt das Schema der ganzen Anlage im Längenschnitt wieder. Wie man sieht ist die Anlage durchaus in Eisenbeton ausgeführt, auch sind die sechs Bekohlungsgleise in einer Reihe nebeneinander angelegt, das Aschegleis liegt rechts. Die Zellen n des Bunkers sind durch Eisenbeton-Zwischenwände gebildet, derart, daß zwischen je zwei Zellen allemal noch ein Sandbunker o entstand; dieser ist so angelegt, daß er zwei Lokomotiven, die auf den Schienen nebeneinander stehen, mit Sand zu versorgen vermag.

Die Umfassungswände der Zellen haben eine Höhe von 33′ und sind am Kopfe 6″ und am Fuße 13″ stark.

Zwischen dem Aschebunker r und dem Kohlenbunker n ist ein Treppenturm vorgesehen, ebenso führt von unten aus eine Treppe bis auf den Boden m. Die Fundierung ist mit großer Sorgfalt geschehen; in ihr sind zwei Ascheconveyer l untergebracht.

Die Apparate für die Bewegung der Kohle bestehen zunächst in dem Conveyer m, der außerhalb des Speichers unter ein achtes, außerhalb des Kohlenbunkers angeordnetes Gleis geführt ist. Die Kohle stürzt aus dem Kohlenwagen in einen Trichter und gelangt aus diesem in den Transporteur m. Letzterer hebt die Kohle bis auf den Conveyerboden oberhalb der Zellen und von da fällt sie in die einzelnen Abteilungen des Bunkers. Die zu entladende Kohle rutscht aus den Bunkern unmittelbar durch den Auslauf p in die untergefahrene Lokomotive.

Genau die gleiche Apparatur ist an den Aschebunkern r vorgesehen, nur mit dem Unterschiede, daß hier der Auslauf unterhalb des Aschebunkers r sich befindet. Die beiden Kohlen-



80. Z. A.: Lokomotiv-Bekohlungseinrichtungen in Eisenbeton.

Fig.

conveyer laufen mit einer Geschwindigkeit von 75′ in der Minute und vermögen unter Bezug auf ihre sonstigen Abmessungen 100 t Kohle in der Stunde zu bewegen. Ein 25 PS-Motor dient zum Antrieb der Maschinen. Die Kette des Kohlen-Conveyers besteht aus $^1/_2 \cdot 3^1/_2$ zölligen Stahl. Die Becher sind in Entfernungen von 3′ an der Kette angeordnet.

Der Conveyer ist vollständig in einen in Eisenbeton ausgeführten Kanal eingebaut. Um im Winter zu verhindern, daß die feuchte Kohle an den Wänden der Bunker festfriert, ist eine besondere Heizungsanlage vorgesehen, die in einem Rohrsystem besteht, das im unmittelbaren Anschluß an die Ausläufe angebracht ist. Man hat zu diesem Zwecke vier Reihen einzölliger Rohre benutzt, die von einem zweizölligen Hauptdampfrohr aus mit Wärme versorgt werden. Ebenso ist aber auch an jedem Auslaufe ein Rohr angeordnet, durch das man die ausfließende Kohle, wenn erforderlich, noch besonders nässen kann.

Der Ascheconveyer besteht aus 24 · 24″ großen Bechern, die von zwei 2,4-zölligen Stahlketten getragen werden. Die Ketten laufen mit einer Geschwindigkeit von 20′ in der Minute. Jeder Conveyer ist im Stande 20 t Asche zu fördern. Die Asche wird durch die Conveyer in die Wagen geschüttet, wobei sie mit Wasser etwas angefeuchtet wird, um ja auch die letzten noch vorhandenen glühenden Stücke abzulöschen. Um den Beton vor dem Angriff durch die glühende Asche zu sichern, wurde der betreffende Bunker mit Ziegeln ausgelegt, die durch galvanisierte Eisenbolzen in der richtigen Lage am Bunkermantel festgehalten werden. An jedem Ende des Bunkers sind gußeiscrne Ausläufe vorhanden.

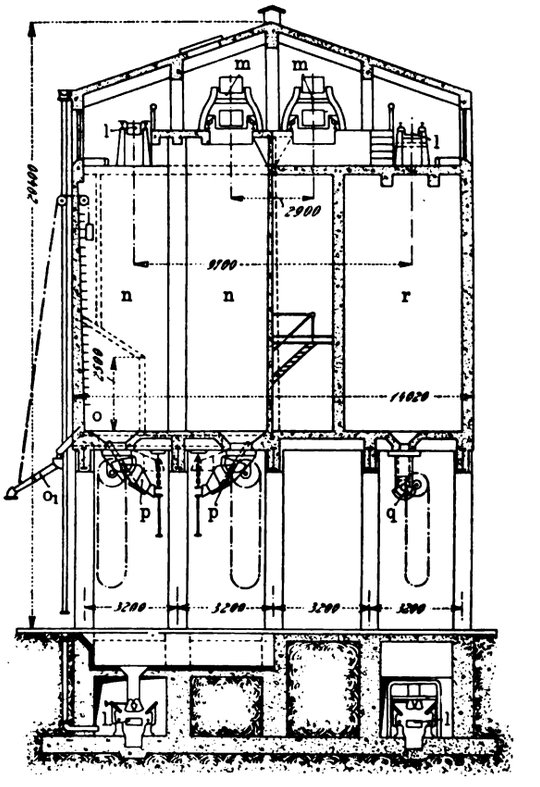


Fig. 81. Z. A.: Lokomotiv-Bekohlungseinrichtungen in Eisenbeton.

Die Sandanlage umfaßt die schon erwähnten Bunker c, deren jeder mit dem in Fig. 81 ersichtlichen Auslaufe o_1 versehen ist. Sämtliche Ausläufe lassen sich mit Hilfe von Ketten, um Mißbrauch mit ihnen zu vermeiden, nach oben zurückschlagen. Die Auslaufrohre haben eine Weite von 4″.

In Fig. 79 sind einige Querschnitte durch Einzelteile des Baues gegeben, hauptsächlich, um die Art der Eiseneinlagen und die Verkleidung ebendieser Einlagen mit Beton zu zeigen.

Beide Anlagen wurden gemeinsam von der J. M. Dodge Company, Nicetown, sowie der Link Belt Company in Philadelphia ausgeführt und sind erstmalig im „Engineering Record“ beschrieben, aus dem man weitere Angaben entnehmen wolle.

Entwurf einer Bahnhofshalle.

Mit Zeichnungen auf Tafel 16.

(Fortsetzung aus Heft 8.)

Nachstehend geben wir von den am Schlusse des ersten Teiles der Abhandlung erwähnten beiden Tabellen die erste. Beide Tabellen sind, wie schon angedeutet, an Hand der graphischen Darstellungen, Fig. 54 und 55 in Heft 8 ermittelt.

(Schluß folgt.)

Tabelle I.

Zusammenstellung der Querschnitte für den Regelbinder

	Stab	Länge cm	Stabkräfte t: aus Eigengewicht	aus Wind von links	aus Wind von rechts	Größte Spannkräfte t: S max	S max	Querschnitt für den halben Binder	Voller Querschnitt cm²	Nietabzug cm²	Netto Querschnitt cm²	Beanspruchung kg/cm²	Knicksicherheit n fach	Moment aus Biegung	σ max
Untergurt	0 b (0′—f)	296	— 41,6	+ 33,0	— 47,2	— 8,6	— 88,8	[N. 20 + — 150. 8	32,2 + 12 = 44,2	—	44,2	1028	Reichlich, da der Gurt gegen Ausknicken in Achse [ ]	100	1470
	b—d f—h)	198	— 37,1	+ 29,5	— 42,3	— 7,6	— 79,4	[N. 20	32,2	—	32,2	1233		44,7	1467
	d—2 (h—82)	198	— 33,6	+ 26,9	— 38,4	— 6,7	— 72,0	„	„	—	„	< „			< „
	2—4 (80—82)	198	— 35,2	+ 33,9	— 43,2	— 1,3	— 78,4	„	„	—	„	< „			< „
	4—6 (78—80)	173	— 36,6	+ 47,6	— 51,2	+ 11,0	— 87,8	„	„	—	„	1365		33	1538
	6—8 (76—78	159	— 37,3	+ 57,7	— 58,1	+ 20,4	— 95,4	[N. 20 + — 150. 8	44,2		44,2	1078			
	8—10 (74—76)	147	— 37,3	+ 64,7	— 63,8	+ 27,4	— 101,1	„	„		„	1142			
	10—12 (72—74)	140	— 36,9	+ 70,5	— 69,3	+ 33,6	— 106,2	„	„		„	1203			
	12—14 (70—7)	132	— 36,3	+ 74,5	— 73,7	+ 38,2	— 110,9	„	„		„	1245			
	14—16 (68—70	127	— 35,4	+ 76,3	— 77,1	+ 40,9	— 112,5	„	„	—	„	1300		28,7	1430
	16—18 (66—68)	122	— 37,0	+ 78,5	— 80,0	+ 44,5	— 114,0	„	„		„	„			
	18—20 (64—66)	118	— 32,8	+ 78,3	— 82,0	+ 45,5	— 114,8	„	„		„	1300			
	20—22 (62—64	115	— 30,7	+ 77,5	— 83,0	+ 46,8	— 113,7	„	„	—	„	< „			
	22—24 (60—62)	111	— 29,1	+ 74,8	— 83,4	+ 45,7	— 112,5	„	„	—	„	< „			
	24—26 (58—60	108	— 26,6	— 71,3	— 82,0	+ 44,7	— 108.6	„	„		„	< „			
	26—28 (56—58)	106	— 24,2	+ 65,7	— 78,9	+ 41,5	— 103,1	„	„		„	1168			
	28—30 (54—56)	105	— 21,2	+ 59,5	— 74,6	+ 38,3	— 95,8	[N. 20	32,2		32,2	1487		18	1581
	30—32 (52—54)	103	— 19,2	+ 51,1	— 68,1	+ 31,9	— 87,3	„	„		„	< „			
	32—34 (50—52)	102	— 16,7	+ 42,2	— 60,4	+ 25,5	— 77,1	„	„		„	„			
	34—36 (48—50	102	— 13,9	+ 33,0	— 51,1	+ 19,1	— 65,0	„	„	—	„				
	36—38 (46—48	101	— 12,1	+ 21,7	— 40,7	+ 9,6	— 52,8	„	„		„	„			
	38—40 (44—46)	101	— 10,2	+ 10,6	— 28,9	+ 0,4	— 39,1	„	„	—	„	< „			
	40—42 (42—44)	101	— 10,8	— 0,2	— 20,0	— 11,0	— 30,8	„	„	—	„	„			
Obergurt	0 — a (0′—e)	286	+ 21,3	— 41,1	+ 34,5	+ 55,8	— 19,8	[N. 14	20,4	2.8	17,6	1585	bei größeren Feldlängen auch in der Mitte gehalten ist		
	a—c (e—g)	184	„	— 41,1	„	„	„	„	„	„	„	„			
	c—1 (g—85)	178	+ 15,7	— 36,7	+ 28,3	+ 44,0	— 21,0	„	„	„	„	< „			
	1—3 (83—85)	115	+ 13,4	— 37,4	+ 27,6	+ 41,0	— 24,0	[N. 18	28,0	3,2	24,8	1315			
	3—5 (81—83)	214	+ 15,2	— 50,4	+ 35,0	+ 50,2	— 35,2	„	„	„	„	„			
	5—7 (79—81)	187	+ 17,0	— 60,0	+ 41,7	+ 58,7	— 43,0	„	„	„	„	„			
	7—9 (77—79)	171	+ 18,0	— 66,6	+ 47,2	+ 65,2	— 48,6	„	„	„	„	1315		32,6	1532
	9—11 (75—77)	157	+ 18,5	— 72,2	+ 52,7	+ 71,2	— 53,7	[N. 18 + — 130. 8	28,0 + 10,4 = 38,4	6,4	32,0	1284			
	11—13 (73—75	149	+ 18,8	— 76,1	+ 57,0	+ 75,8	— 57,3	„	„	„	„	„			
	13—15 (71—73)	141	+ 18,7	— 77,8	+ 60,5	+ 79,2	— 59,1	„	„	„	„	„			
	15—17 (69—71)	134	+ 17,7	— 80,3	+ 63.5	+ 81,2	— 62,6	„	„	„	„	„			
	17—19 (67—69	128	+ 17,4	— 80,1	+ 65,5	+ 82,9	— 63,7	„	„	„	„	„			
	19—21 (65—67)	125	+ 15,7	— 79,6	+ 66,6	+ 82,3	— 63,9	„	„	„	„	1284		42	1528
	21—23 (63—65)	120	+ 14,8	— 77,2	+ 67,3	+ 82,1	— 62,4	„	„	„	„	„			
	23—25 (61—63)	117	+ 12,6	— 13,9	+ 65,9	+ 78,5	— 61,3	„	„	„	„	< „			
	25—27 (59—61	113	+ 10,9	— 68,5	+ 63,0	+ 73,9	— 57,6	„	„	„	„	1155		37	1370
	27—29 (57—59)	111	+ 8,1	— 62,7	+ 58,9	+ 67,0	— 54,6	[N. 18	28	3,2	24,8	1352	o o	34	1579
	29—31 (55—57)	109	+ 6,8	— 54,8	+ 52,8	+ 59,6	— 48,0	„	„	„	„	„			
	31—33 (53—55)	107	+ 4.6	— 46,4	+ 45,5	+ 50,1	— 47,8	„	„	„	„	„			
	33—35 (51—53	106	+ 1,9	— 37,3	+ 36,7	+ 38,6	— 35,4	„	„	„	„	„			
	35—37 (49—51)	105	+ 0.6	— 26,7	+ 26,7	+ 27,3	— 26,1	„	„	„	„	„	o o		
	37—39 (47—47)	104	— 1,3	— 16,1	+ 15,2	+ 13,9	— 17,4	„	„	„	„	„			
	39—41 (45—47)	104	— 0,4	— 6,5	+ 8,9	+ 8,5	— 5,9	„	„	„	„	„			

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

46. Jahrgang. Nr. 21. Begründet von **W. H. Uhland.** **22. Mai 1913.**

Allgemeiner Teil mit Berechnungen etc. (14 Tages-Ausgabe).

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Zwei bewährte amerikanische Doppel-Blechscheren.

Mit Abbildungen, Fig. 82 u. 83.

Zusammenfassung. Es sind zwei amerikanische doppelte, maschinell betriebene Blechscheren beschrieben, bei deren einer die beiden Gesenke an einem gemeinsamen Ständer befestigt sind, während sie bei der zweiten an einem Doppelständer sich befinden. Bei der letzterwähnten Maschine sind außerdem Vorkehrungen getroffen, daß man jeden Preßstempel für sich einstellen kann. Der Antrieb der Stempel erfolgt bei beiden Maschinen mit der außerordentlich starken Übersetzung von $1 : 21\,^1/_2$.

Beide Maschinen sollen sich in der Praxis bereits bewährt haben und außer zum Schneiden von Blechen, auch für Blöcke zu brauchen sein.

Daß es der Amerikaner versteht, seinen Arbeitsmaschinen außer einer zweckmäßigen, auch eine schöne Form zu geben, beweisen die durch Fig. 82 u. 83 wiedergegebenen Doppelscheren und Stanzmaschinen.

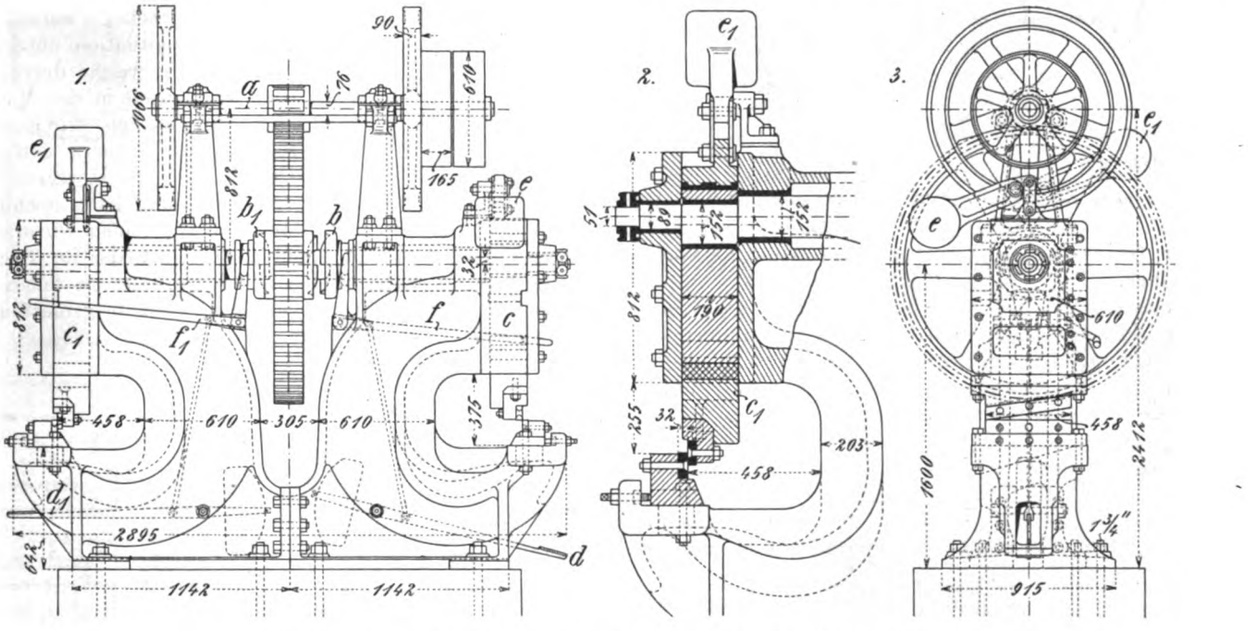


Fig. 82. Z. A.: Zwei bewährte amerikanische Doppel-Blechscheren.

Die Amerikaner bezeichnen diese Maschinen als „Guillotine Shears", und verwenden sie zum Schneiden von Blechen, Flacheisen und ähnlichem Material; sie bauen die Maschinen für Leistungen von $^1/_{16}$ bis $1\,^1/_2$" Stahlblech, sowie für eine Schnittbreite bis zu 24". Dargestellt sind in den beiden Abbildungen Maschinen mit einer Messerbreite von 18" = 458 mm, es sind jedoch auch schon solche ausgeführt worden, die zum Beschneiden von warmen Stahlblöcken bis zu 12" zu brauchen sind. Die durch Fig. 82 dargestellte Maschine schneidet Quadratstahl von $1\,^1/_2$".

Das Vorgelege beider Maschinen hat eine Gesamtübersetzung von $1 : 21\,^1/_2$; die Schere, Fig. 82, kann in der Minute 12 bis 18 Schnitte ausführen; zur Aufstellung benötigt sie eine Grundfläche von 6' 8" × 5' 11". Der Antrieb kann sowohl direkt durch einen Elektromotor als auch durch Vermittelung eines Riemens von irgend einer Kraftquelle aus erfolgen.

Im Speziellen kennzeichnet sich die Maschine, Fig. 82, durch den ungeteilten Ständer. Die Unterteile der beiden Gesenke werden durch Schrauben auf entsprechenden Vorsprüngen dieses Ständers festgehalten und lassen sich in der wagrechten Richtung durch Stellschrauben, dem Obermesser entsprechend, einstellen. Ober- und Untermesser haben $1\,^1/_4$" Stärke nnd sind auswechselbar; ebenso ist jedes Obergesenk von seinem 9" starken Stempel c bezw. c_1 abnehmbar. Weiter greifen beide Stempel mit ihrem oberen Teile an Zapfen an, die exzentrisch auf der Achse der Maschine angeordnet sind. Die betreffenden Zapfen haben eine Stärke von 6", also dieselbe Dicke wie die Welle der Maschine; um letztere zu entlasten, sind die beiden Stempel durch die Gewichte e und e_1 ausbalanciert.

Die Bewegung überträgt sich von den Riemenscheiben auf die Achse a und wird von dieser durch einen Triebling auf das 6" breite und 56" im Durchmesser haltende große Stirnrad weitergegeben; dieses ist zweiteilig und sitzt auf der schon erwähnten Exzenterwelle. Um im Notfalle die Stempel sofort stillsetzen zu können, bestehen diese, wie man aus der Skizze 2 ersieht, je aus zwei Teilen, die durch das Kuppelglied b b_1 verbunden sind.

Die zweite Maschine unterscheidet sich von der ersten hauptsächlich dadurch, daß sie zwei miteinander nur verschraubte Ständer besitzt und weiter dadurch, daß man jeden Stempel für sich ein- und auskuppeln kann. Die Skizzen zeigen, daß die Nabe des Steuerrades mit zwei Kupplungshälften versehen ist, denen Kupplungshälften auf der Exzenterwelle entsprechen. Handhebel f f_1 ermöglichen es, die Kupplungen ein- und auch wieder auszukuppeln. Außerdem sind aber noch Fußtritthebel vorgesehen, mittels deren man die Kupplungen b b_1 ebenfalls betätigen kann. Gegengewichte an diesen Hebeln d d_1 erleichtern deren Handhabung, ebenso wie auch hier wieder Gegengewichte e e_1 zum Ausgleich der Gewichte der Messerstempel sich finden. Dagegen fehlen die Kupplungsstifte b b_1 der Konstruktion Fig. 82. Im sonstigen aber deckt sich sowohl die Ausführung der Gesenke, als auch die der Stempel mit derjenigen der gleichen Teile der erstbeschriebenen Maschine.

Die Abbildungen und Beschreibungen der Doppelscheren und Stanzmaschinen wurden uns von Ingenieur Joseph Fux in Brantford zur Verfügung gestellt.

Gries- und Dunstputzmaschine.

Von Mühlenbauingenieur **E. Redlich** in **Budapest.**

Mit Zeichnungen auf Tafel 23 und Abbildungen, Fig. 84 bis 86.

Zusammenfassung. Beschrieben ist eine bewährte Gries- und Dunstputzmaschine mit hin- und hergehendem Sieb. Tabellen geben über die Abmessungen usw. der Maschine als einfache und doppelte Auskunft.

Die bei dem Schrotprozeß entstehenden Griese und Dunste enthalten Schalenteilchen, Holzfasern und andere, welche nur mittels der Gries- und Dunstputzmaschine ausgeschieden werden können.

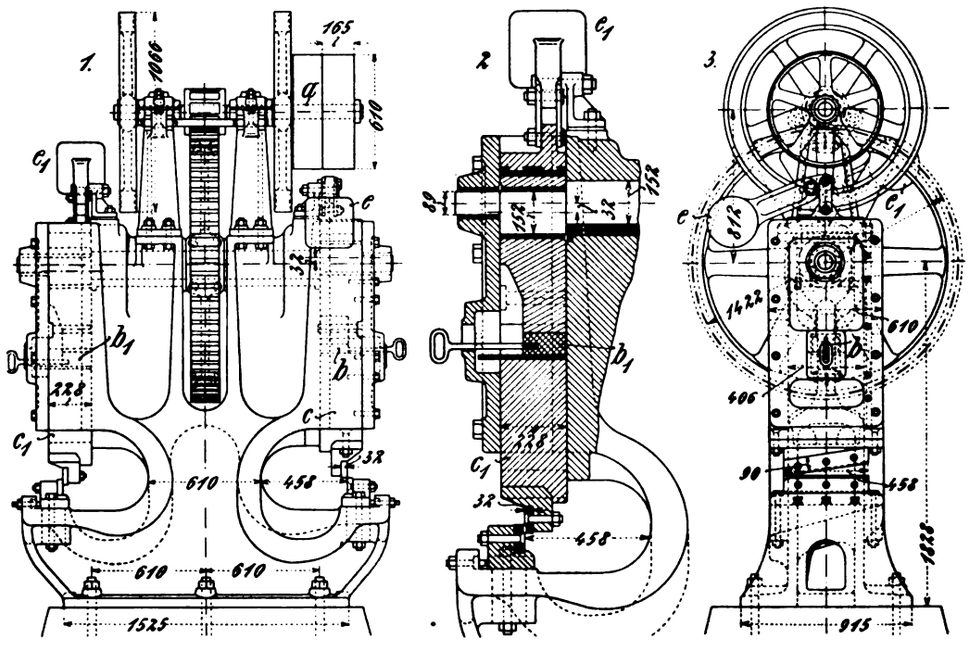


Fig. 83. Z. A.: Zwei bewährte amerikanische Doppel-Blechscheren.

Wie aus den Figuren 1 bis 3 auf Tafel 23 ersichtlich ist, liegt bei der dort dargestellten Maschine das Sieb a innerhalb der Maschine; rundum und zwar luftdicht verschlossen, sind oberhalb des Siebes die Staub- und Windkanäle b und unterhalb desselben die Sammeltrichter c angeordnet. Die zu putzenden Dunste oder Griese gelangen nach Passieren der Einlaufgosse d und Speisewalze d_1 in breiter, dünner Schicht auf das sich hin- und herbewegende Sieb a. Die Luft strömt seitlich und unterhalb des Siebgestelles zu, geht durch die Maschen des Siebes, reißt alle leichten Kleien- und Flammteile mit, und steigt dann senkrecht in die Höhe. Die Masse aber teilt sich so ein, daß die guten, schweren Griese unten in die Sammelkästen c fallen, während die gröberen Teile, an denen noch Schalenteile haften, nach oben gehen und als Überschlag abgestoßen werden. Die querliegenden Fangkanäle, das Siebrahmengestell und das Sieb a sind durch Quer- oder Abteilungswände vereinigt. Das Rahmengestell ist durch Leinen an den Längsriegeln des Maschinengestells abgedichtet.

Die Maschine hat vier Abteilungen, die, soweit es sich um die Luftströmung handelt, von einander unabhängig sind, also auch für sich reguliert werden können. Der Exhaustor e geht verhältnismäßig langsam, da die Maschine nur eine geringe Luftmenge braucht. Die Regulierung ist einfach und besteht in einem Hebel f außen, der mit einer Welle f_1 verbunden ist. Auf dieser Welle findet sich an passender Stelle ein Zahnsegment, das in eine Zahnstange eingreift. Durch die Bewegung der Zahnstange öffnet oder schließt sich die Wind-Saugöffnung. Um den Windstrom schon bei der Erzeugung zweckentsprechend regeln zu können, hat die Windflügelwelle eine Stufenscheibe e_1.

Die Dunstteile, welche größer sind als die Maschenöffnungen der Siebbespannungen, verlassen die Maschine am Ende des Siebes, werden aber dort einer Nachventilation unterworfen, damit die Teile, welche durch den schwachen Windstrom in der Maschine nicht abgehoben wurden, durch einen stärkeren bei dem Auslaufe entfernt werden. Der so gereinigte Übergang wird weiter verarbeitet und kann nochmals geputzt werden. Die reinen Dunstkörner fallen durch das Sieb und sammeln sich entweder im Trichter unten, aus dem sie später abgesackt werden, oder sie fallen in eine gemeinschaftliche Schnecke, um zum Auslaufe geführt und als rein geputzter Dunst verarbeitet zu werden.

Tabelle.

1. Einfache Maschinen.

Äußere Abmessung			Gestell			Antriebscheibe			Stündliche Leistung kg	
Länge mm	Breite mm	Höhe mm	Länge mm	Breite mm	Höhe mm	Diam. mm	Breite mm	Umdr. i. Min.	Dunst	Gries
2900	1600	1950	2420	1110	1900	200	100	500	400–500	650–750
2900	1500	1950	2420	1020	1900	200	100	500	300–400	550–650
2900	1400	1950	2420	910	1900	200	80	500	250–300	450–550
2900	1300	1950	2420	810	1900	200	80	500	200–250	400–450
2900	1150	1950	2420	700	1900	200	80	500	150–200	300–350
2500	1150	1950	2020	700	1900	200	80	500	100–150	250–300

2. Doppelte Maschinen.

Äußere Abmessung			Gestell			Antriebscheibe			Stündliche Leistung kg	
Länge mm	Breite mm	Höhe mm	Länge mm	Breite mm	Höhe mm	Diam. mm	Breite mm	Umdr. i. Min.	Dunst	Gries
2900	1900	1950	2420	1460	1900	200	100	500	240–280	350–400
2900	1800	1950	2420	1360	1900	200	100	500	180–220	300–350
2900	1700	1950	2420	1260	1900	200	100	500	140–180	250–300
2900	1650	1950	2420	1200	1900	200	100	500	110–140	200–250
2500	1650	1950	2020	1200	1900	200	100	500	85–115	150–200

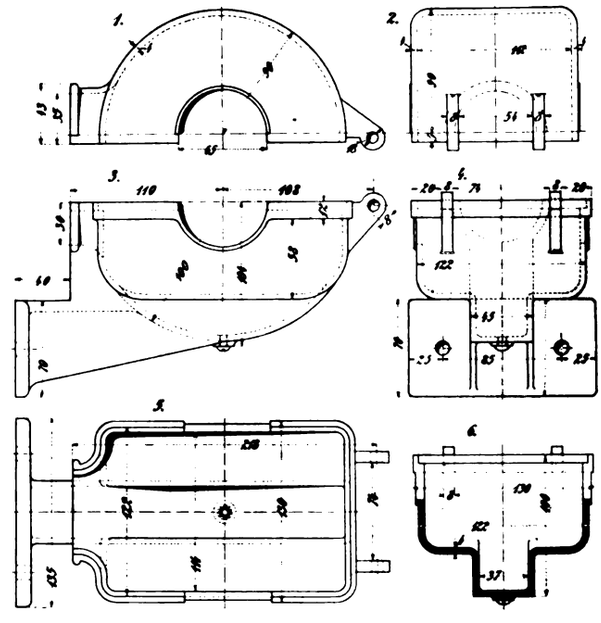


Fig. 84. Z. A.: Gries- und Dunstputzmaschine.

Die Siebe a sind mit auswechselbaren Rahmen versehen; ihre Reinigung erfolgt durch zwei weichborstige Wanderbürsten a_1, die an zwei Ketten befestigt, durch Kettenräder a_2 unter dem Siebe entlang geführt werden. Man kann die Maschine unmittelbar auf den Fußboden stellen, so daß die Produkte in den nächsttieferen Boden gelangen, oder man montiert sie auf Böcke

und kann dann gleich auf dem Boden absacken, auf dem die Maschine steht.

Die Maschine wird einfach und doppelt, mit und ohne Aspiration der Übergänge gebaut. Die Tabelle auf Seite 52 gibt Größen, Leistung, Umdrehungszahlen des Maschinentyps an.

Einiges über Induktionsregler und deren Betätigung.

Mit Abbildung, Fig. 87.

(Schluß aus Heft 10.)

2. Die Hochspannung eines Einphasen-Transformators für Prüfzwecke soll mit einem Induktionsregler im Niederspannungs-

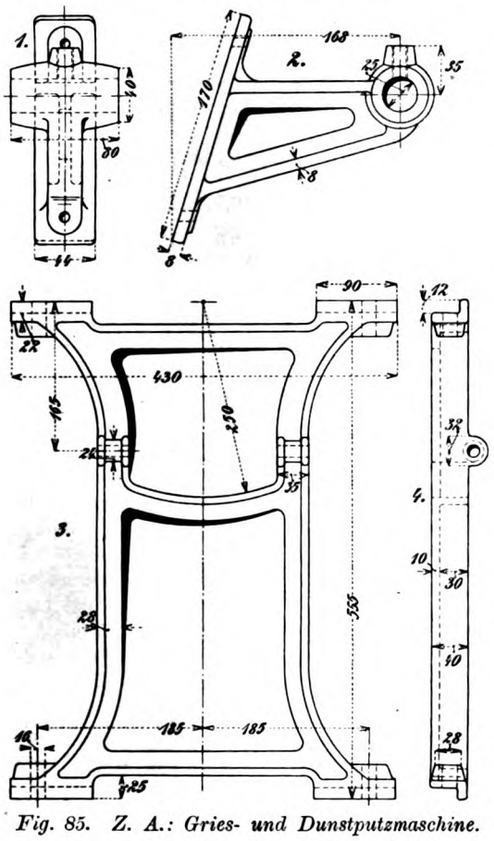


Fig. 85. Z. A.: Gries- und Dunstputzmaschine.

Stromkreis von 20000 auf 100000 Volt reguliert werden. Der Transformator soll bei 100 000 Volt 30 KVA leisten können. Bei kleineren Spannungen soll die Leistung proportional der Spannung abnehmen, also die Stromstärke konstant bleiben. Auf der Niederspannungsseite steht eine konstante Netzspannung $E_0 = 200$ Volt zur Verfügung. Es ist nun die Übersetzung m des Transformators so zu wählen, daß $m \cdot (E_0 + e) = 100\,000$ Volt und $m \cdot (E_0 - e) = 20\,000$ Volt ist.

Daraus folgt durch Addition und Subtraktion beider Gleichungen:

$$2 \cdot m \cdot E_0 = 120\,000 \text{ Volt und } 2 \cdot m \cdot e = 80\,000 \text{ Volt;}$$

woraus:

$$m = 300 \text{ und } e = E_0 \cdot \frac{80\,000}{120\,000} = 133 \text{ Volt.}$$

Die Niederspannung des Transformators ist daher so zu dimensionieren, daß für eine Hochspannung von 100 000 Volt die Klemmenspannung $200 + 133 = 333$ Volt und für eine Hochspannung von 20 000 Volt, $200 - 133 = 67$ Volt beträgt.

Die maximale Stromstärke der Hochspannungsseite beträgt:

$$\frac{30 \cdot 1000}{100\,000} = 0{,}3 \text{ Amp.}$$

und diejenige der Niederspannungs-Wicklung $0{,}3 \cdot 300 = 90$ Amp.

Der Induktionsregler ist zu dimensionieren für:

$$W_i = \frac{e \cdot J}{1000} = \frac{133 \cdot 90}{1000} = 12 \text{ KVA.}$$

Dasselbe Resultat erhält man aus der früheren Formel für den Fall b (Leistung proportional der veränderlichen Spannung):

$$W_i = W \cdot \frac{e}{E_0 + e} = 30 \cdot \frac{133}{333} = 12 \text{ KVA.}$$

3. Der gleiche Transformator sei für Prüfzwecke mit einer vorhandenen Niederspannung bestimmt und soll von dem Netz mit einem Strom von 200 Volt Spannung gespeist und mittels eines Induktionsreglers in den Grenzen von 20 000 bis 100 000 Volt reguliert werden. Das Übersetzungsverhältnis ist gegeben zu $m = 500$.

Für 20 000 Volt Hochspannung muß daher die primäre Klemmenspannung eingestellt werden auf $\frac{20\,000}{500} = 40$ Volt und die Netzspannung ist in dem Induktionsregler um 160 Volt zu reduzieren.

Es ist also $e = 160$ und zwar nur in einer Richtung reguliert.

Die maximale Stromstärke beträgt $\frac{30 \cdot 1000}{200} = 150$ Amp.

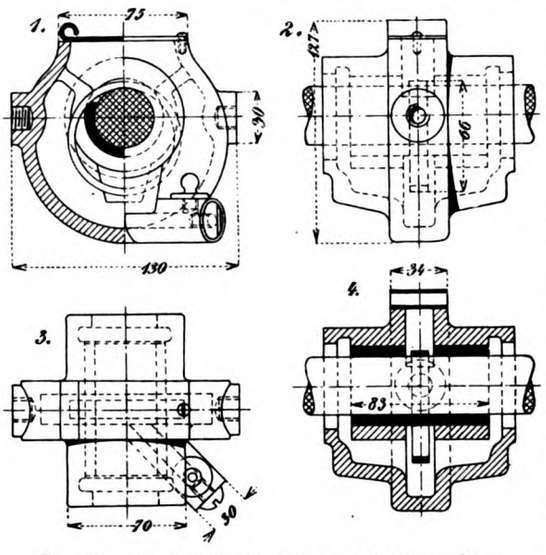


Fig. 86. Z. A.: Gries- und Dunstputzmaschine.

Der Induktionsregler, der in diesem Falle nur in einer Richtung die Spannung regulieren kann, ist zu dimensionieren für:

$$W_i = \frac{150 \cdot 160}{1000} = 24 \text{ KVA.}$$

4. Der Induktionsregler soll als Hochspannungs-Transformator mit regulierbarer sekundärer Spannung dienen, z. B. für Bahnzwecke.

Gegeben sei eine Drehstromleistung mit einer Hochspannung von 10 000 Volt und einer maximalen Leistung von 200 KVA. Der Induktionsregler soll diese Energie mit einer regulierbaren Spannung von 50 bis 200 Volt abgeben.

Es werden drei Einphasen-Induktionsregler (maxim. Strom in Sternschaltung) verwendet.

Die maximale sekundäre Stromstärke beträgt;

$$J = \frac{200 \cdot 1000}{1{,}73 \cdot 50} = 2300 \text{ Amp.}$$

Die sekundäre Wicklung ist daher zu dimensionieren für 2300 Amp. und

$$\frac{200}{1{,}73} = 115 \text{ Volt,}$$

also für

$$\frac{115 \cdot 2300}{1000} = 265 \text{ KVA,}$$

während die primäre Wicklung nur für

$$\frac{200}{3} = 66 \text{ KVA}$$

zu bauen ist.

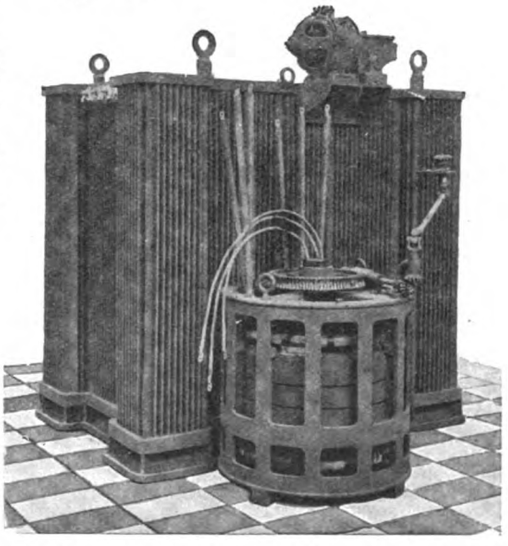


Fig. 87. Z. A.: Einiges über Induktionsregler und deren Betätigung.

Entwurf einer Bahnhofshalle.

Mit Zeichnungen auf Tafel 16.

(Schluß aus Heft 10.)

Nachstehend geben wir von den am Schlusse des ersten Teiles der Abhandlung erwähnten beiden Tabellen die letzte. Beide sind, wie schon angedeutet, an Hand der graphischen Darstellungen, Fig. 54 und 55 in Heft 8 ermittelt.

Tabelle II.

Zusammenstellung der Querschnitte für den Regelbinder

	Stab	Länge cm	Stabkräfte t: aus Eigengewicht	aus Wind von links	aus Wind von rechts	Größte Spannkraft t: S max	S max	Querschnitt für den halben Binder	Voller Querschnitt cm²	Nietabzug cm²	Netto Querschnitt cm²	Trägheitsmom. cm⁴	Beanspruchung kg/cm²	Knicksicherheit n fach
Diagonalen	(f—g)	210	— 6,0	+ 4,8	— 6,9	— 1,2	— 12,9	J_r 2 L 55 · 55 · 8	16,46	—	—	69,6	< 1600	5,3
	d—1 (h—85)	234	— 5,5	+ 4,3	— 6,4	— 1,2	— 11,9	„	„	—	—	„	„	4,6
	1—2 (85—82)	240	— 3,4	+ 14,4	— 10,0	+ 11,0	— 13,4	J_r 2 L 65 · 65 · 7	17,4	2,8	14,6	106,0	„	5,9
	3—4 (80—83)	290	— 2,0	+ 18,6	— 10,7	+ 16,6	— 12,7	J_r 2 L 65 · 65 · 7	17,4	„	„	106,0	„	4,27
	5—6 (78—81)	263	— 1,0	+ 14,0	— 9,5	+ 13,0	— 10,5	„	„	„	„	„	„	6,3
	7—8 (76—79)	244	—	+ 10,0	— 7,7	+ 10,0	— 7,7	J_r 2 L 50 · 50 · 7	13,12	2,24	10,88	46,2	„	4,3
	9—10 (74—77)	228	+ 0,6	+ 8,1	— 7,4	+ 8,7	— 6,8	„	„	„	„	„	„	5,6
	11—12 (72—75)	215	+ 0,9	+ 5,7	— 6,2	+ 6,6	— 5,3	L 80 · 80 · 8	12,3	1,6	10,7	29,6	„	5,2
	13—14 (70—73)	202	+ 1,3	+ 2,5	— 4,8	+ 3,8	— 3,5	L 70 · 70 · 7	9,4	1,4	8,0	17,6	„	5,3
	15—16 (68—71)	192	+ 2,0	+ 3,3	— 4,2	+ 5,3	— 2,2	L 55 · 55 · 8	8,23	1,28	6,95	9,35	„	5,0
	17—18 (66—69)	183	+ 1,8	— 0,9	— 2,7	+ 1,4	— 0,9	L 50 · 50 · 7	6,56	1,12	5,44	6,02	„	> „
	19—20 (64—67)	175	+ 2,8	— 1,2	— 1,4	+ 1,6	+ 1,4	„	„	„	„	„	„	> „
	21—22 (62—65)	168	+ 2,3	— 3,8	— 0,6	+ 1,7	— 1,5	L 50 · 50 · 7	6,56	„	„	6,02	„	6
	23—24 (60—63)	161	+ 3,5	— 5,0	+ 2,0	+ 5,5	— 1,5	„	6,56	„	„	6,02	„	6
	25—26 (58—61)	154	+ 3,2	— 7,8	+ 4,1	+ 7,3	— 4,6	L 55 · 65 · 7	8,7	„	7,58	13,8	„	5,4
	27—28 (56—59)	150	+ 4,0	— 8,3	+ 5,8	+ 9,8	— 4,3	„	8,7	„	„	13,8	„	6,0
	29—30 (54—57)	146	+ 2,7	— 11,0	+ 8,7	+ 11,1	— 8,3	L 70 · 70 · 7	9,4	1,4	8,0	17,6	„	4,3
	31—32 (52—55)	142	+ 3,2	— 11,4	+ 9,8	+ 13,0	— 8,2	„	„	„	„	„	„	> „
	33—34 (50—53)	140	+ 3,7	— 12,0	+ 11,6	+ 15,3	— 8,3	„	„	„	„	„	„	4,3
	35—36 (48—51)	138	+ 2,2	— 14,0	+ 13,0	+ 15,2	— 11,8	L 80 · 80 · 8	12,3	1,6	10,7	29,6	„	5,7
	37—38 (46—49)	137	+ 2,5	— 14,0	+ 14,7	+ 17,2	— 11,5	„	12,3	1,6	10,7	„	„	„
	39—40 (44—47)	136	— 0,8	— 13,7	+ 11,0	+ 10,2	— 14,5	„	12,3	1,6	10,7	29,6	„	4,7
	41—42 (42—45)	135	— 0,5	— 13,0	+ 11,4	+ 10,9	— 13,5	„	12,3	1,6	10,7	„	„	> 4,7
Vertikalen	c—a (b—g)	153	+ 2,5	— 1,9	+ 3,0	+ 5,5	+ 0,6	⊥ 2 L 55 · 55 · 8	16,46	2,56	13,90	—	„	—
	2—3 (82—83)	205	+ 0,3	— 10,2	+ 5,5	+ 5,8	— 9,9	⊥ 2 L 55 · 55 · 8	16,46	—	—	44,2	„	4,6
	4—5 (80—81)	192	— 1,3	— 9,6	+ 3,6	+ 2,3	— 10,9	⊥ 2 L 55 · 55 · 8	16,46	—	—	44,2	„	4,7
	6—7 (78—79)	180	— 1,9	— 6,0	+ 2,6	+ 0,7	— 7,9	⊥ 2 L 50 · 50 · 7	13,12	—	—	29,1	„	4,9
	8—9 (76—77)	169	— 2,3	— 3,4	— 1,5	— 0,8	— 5,7	„	„	—	—	„	„	> 4,9
	10—11 (74—75)	159	— 2,4	— 2,0	+ 1,4	— 1,0	— 4,4	„	„	—	—	„	„	„
	12—13 (72—73)	150	— 2,9	— 0,2	—	+ 0,2	— 2,9	L 50 · 75 · 7	8,33	—	—	9,58	„	4,7
	14—15 (70—71)	141	— 2,7	+ 1,9	— 0,3	— 0,8	— 3,0	„	„	—	—	„	„	4,7
	16—17 (68—69)	134	— 3,2	+ 1,6	— 1,2	— 1,6	— 4,4	„	„	—	—	„	„	5,2
	18, 14 (66—67)	127	— 2,9	+ 4,3	— 2,1	+ 1,4	— 5,0	„	„	—	—	„	„	5,1
	20—21 (64—65)	120	— 3,5	+ 4,4	— 2,8	+ 0,9	— 6,3	„	„	—	—	„	„	4,5
	22—23 (62—63)	113	— 3,4	+ 6,8	— 4,2	+ 3,4	— 7,6	„	„	—	—	„	„	4,25
	24—25 (60—61)	107	— 3,9	+ 7,2	— 5,5	+ 3,3	— 9,4	L 65 · 65 · 7	8,7	—	—	13,8	„	5,5
	26—27 (58—59)	103	— 3,3	+ 8,1	— 6,1	+ 4,8	— 9,4	„	„	—	—	„	„	5,6
	28—29 (56—57)	99	— 3,7	+ 8,6	— 7,6	+ 4,9	— 11,3	„	„	—	—	„	„	5,4
	30—31 (54—55)	95	— 2,7	+ 9,6	— 8,2	+ 6,9	— 10,9	„	„	—	—	„	„	6,0
	32—33 (52—53)	93	— 3,0	+ 9,4	— 9,0	+ 6,4	— 12,0	„	„	—	—	„	„	5,7
	34—35 (50—51)	91	— 3,0	+ 9,2	— 9,6	+ 6,2	— 12,6	„	„	—	—	„	„	5,7
	36—37 (48—49)	90	— 1,9	+ 9,7	— 10,2	+ 7,8	— 12,1	„	„	—	—	„	„	> „
	38—39 (46—47)	90	— 2,0	+ 9,3	— 10,5	+ 7,5	— 12,5	„	„	—	—	„	„	5,7
	40—41 (44—45)	89	0	+ 8,6	— 9,5	+ 8,6	— 7,5	„	„	1,4	7,3	„	„	> 5,7

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

46. Jahrgang. Nr. 23. Begründet von W. H. Uhland. 5. Juni 1913.

Allgemeiner Teil mit Berechnungen etc. (14 Tages-Ausgabe).

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Ein interessanter Eisenbau.

Von **F. Wilcke** in **Leipzig.**

Mit Abbildung, Fig. 88.

Zusammenfassung. Beschrieben ist ein ganz aus I-Profilen und Glas errichteter, turmartiger, dreigeschossiger Bau von 30 m Höhe mit vergoldeter Kugel als oberen Abschluß, der sich als Schauobjekt auf der Bau-Ausstellung in Leipzig befindet und dort viel bewundert wird.

Zu welchen Mitteln die Eisenindustrie heutigen Tages greift, um ihr Können der Allgemeinheit zu übermitteln, zeigt so recht das durch Fig. 88 veranschaulichte Objekt. Wie man sieht, handelt es sich dabei um einen Turm aus Eisen und Glas, der in der Höhe von rund 30 m mit drei Geschossen errichtet wurde. Das Monument selbst befindet sich auf der Weltschau für das Bau- und Wohnwesen zu Leipzig und wurde seitens des Deutschen Stahlwerksverbandes und des Vereines Deutscher Brücken- und Eisenbau-Fabriken errichtet. Der Entwurf rührt von der Firma Breest & Co. in Berlin sowie den Architekten Faut & Hoffmann her, und wurde, soweit dem Berichterstatter bekannt, auch von der Firma Breest & Co. ausgeführt.

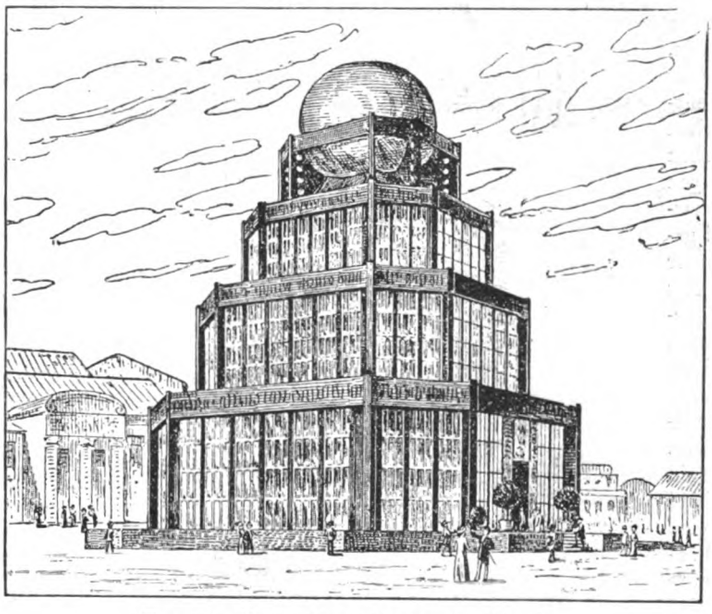


Fig. 88. Z. A.: Ein interessanter Eisenbau.

Indem man zu diesem Monument fast ausschließlich Eisen zur Verwendung brachte, wollte man dem Beschauer die hohe Bedeutung der Schwereisenindustrie vor Augen führen. Aber nicht nur die äußere Form und das Material des Turmes, auch der Inhalt ist ein hohes Lied auf die deutsche Eisenindustrie. In guter Übersichtlichkeit wird im Turm selbst alles das gezeigt, was mit der Eisenindustrie im Zusammenhange steht. Man hat Gelegenheit tatsächlich die Entwicklung eines Eisenbauwerkes vom ersten bis zum letzten Stadium zu verfolgen; Modelle und Bildwerke erläutern die Gewinnung und Verarbeitung des Eisens zu Profilen usw. und zuletzt die Verwendung dieser Profile am fertigen Bauwerk.

Das Gebäude an sich ist achteckig, hat wie gesagt 30 m Höhe und besteht in seinen Umfassungen sowie den tragenden Innengliedern ganz aus I-Trägern, die, entsprechend den kleiner werdenden Stufen, den Profilen nach, nach oben zu abnehmen. Als Bekrönung wurde eine 9 m im Durchmesser haltende, vergoldete Kugel gewählt, die zur Hälfte in einen von Trägern gestützten Tragring eingelassen ist.

Man staunt unwillkürlich über die charakteristische Eigenart dieses Bauwerkes, denn schon die Idee allein, aus einfachen I-Profilen ein derartiges Eisenbauwerk zu errichten, ist originell. Es gibt aber auch tatsächlich kein besseres Mittel um zu zeigen, wie sich das einfache I-Profil in seinen verschiedenen Dimensionen für Bauzwecke verwenden läßt. —.

Von der großen Mannigfaltigkeit der heute gewalzten Profile geben nun nicht nur die beim Bau selbst benutzten, sondern auch die an den inneren Wänden des Gebäudes sorgfältig geordneten Profilabschnitte Zeugnis, die bis zu dem größten seit kurzen gewalzten Meterprofile hinaufreichen.

Eine im Innern der Eisenkonstruktion aus Profilen ausgeführte freitragende Treppe vermittelt die Verbindung des Erdgeschosses mit dem ersten Obergeschoß. Letzteres enthält im mittleren Teile einen großen Saal für wissenschaftliche Vorträge, in denen die Entstehung des Eisens an Hand von Lichtbildern erläutert wird. Dieser Saal ist an sich wiederum ein Meisterstück des Eisenbaues. Acht silberplattierte Binder tragen die gewaltige Kuppel, die sich als die Fortsetzung der von außen sichtbaren Kugel darstellt. Letztere taucht in ihrem unteren Abschnitt in den Raum hinein und wurde hier, um dem Fachmann noch etwas besonders interessantes zu bieten, nur blank geputzt, so daß man die Nähte sieht, die in ihrer durch den Zufall gebotenen unregelmäßigen Anordnung einen um so wirksameren Schmuck bilden.

Das gewaltige eiserne Gerippe des Baues wurde in der verhältnismäßig kurzen Zeit von etwa acht Wochen montiert, sieben weitere Wochen genügten zur Fertigstellung des gesamten inneren Ausbaues.

Die Decke, die man von dem Rundgang im Erdgeschoß aus sieht, besteht aus großen Ziegeln, deren Mörtelfugen, weil sie nicht verkleidet sind, die Anordnung der Steine genau erkennen lassen. Das Rotbraun dieser Steine schimmert durch die flüchtig über sie in blauer Farbe hingeworfenen Ornamente und zeigt wie bei geschickter Behandlung sich selbst bei Rohbauten noch eine gute Wirkung erzielen läßt. —.

Wir hoffen, daß es uns möglich sein wird, an dieser Stelle in der nächsten Zeit an Hand von Zeichnungen nochmals auf diesen Bau zurückzukommen.

Von den im Bau untergebrachten Modellen sei hier nur das einer großen Helling, eines Hochofens, eines Mischers, eines großen Drehkranes, einer 175 m weit spannenden Schwebefähre und das der Kaiserbrücke in Breslau erwähnt. Ganz besonders interessant sind für den Eisenkonstrukteur schließlich noch die im Diaphaniensaal des Erdgeschosses ausgestellten Skizzen und Zeichnungen ausgeführter Eisenbauten. Die Glasplatten der Diaphanien werden durch einige hundert, hinter ihnen angebrachte und sehr geschickt verteilte Glühlampen erleuchtet.

Neben den Modellen und zeichnerischen Darstellungen finden sich schließlich noch eine Anzahl großer Gemälde, die Vorgänge aus dem Gebiet der Eisengewinnung veranschaulichen und in ihrer vorzüglichen Ausführung selbst einer Bildergallerie noch zur Zierde gereichen würden.

Aus Vorstehendem ersieht man, daß alle Vorbedingungen gegeben sind, die es dem „Monument des Eisens“ ermöglichen sollten, seinen Zweck — dem Eisenbau immer neue Freunde zu erwerben — voll und ganz zu erfüllen. Möge ihm das gelingen!

Presse für eiförmige Briketts.

Mit Zeichnungen auf Tafel 24.

Zusammenfassung. Beschrieben ist eine in Frankreich, Belgien, Italien, Spanien, Österreich und Amerika in vielen Werken eingeführte Presse zur Herstellung von eiförmigen Briketts aus Kohle und einem Bindemittel, dadurch gekennzeichnet, daß die für die Herstellung der Briketts erforderliche Masse nach voraufgegangener gründlicher Mischung zwischen zwei kreisenden Walzen mit entsprechenden Aussparungen hindurchgeht, wobei die Briketts entstehen.

Die Beschreibung einer vollständigen „Ei-Brikett"-Fabrikanlage schließt die Abhandlung ab und läßt erkennen, welche Maschinen alles zu einer solchen Anlage erforderlich sind.

Schon seit Jahren hat sich das sogen. „Eibrikett", d. h. das Brikett mit eiförmiger Gestalt, in die Praxis eingeführt, da sowohl die Industrie als auch die Privatleute den Wert des kleinstückigen Brennmaterials immer mehr erkennen.

Mit der Einführung der Eibriketts ging naturgemäß die Verbesserung der dazu erforderlichen Pressen Hand in Hand. Vor allem sind es hier französische und belgische Firmen gewesen, denen wir wichtige Neuerungen auf diesem Gebiet zu verdanken haben, da gerade die Steinkohlen, die in jenen beiden Ländern in der Hauptsache in Frage kommen, sich zur Verarbeitung zu Eibriketts besonders eignen.

Im Prinzip bestehen die Pressen für eiförmige Briketts aus einem Rollen- oder Walzenpaar, dessen Laufkränze mit halbeiförmigen Vertiefungen so besetzt sind, daß Eibriketts entstehen, wenn man die Flächen sich aufeinander abrollen läßt und dabei eine entsprechend vorbereitete Masse zwischen sie bringt. Die beiden Walzen ziehen beim Rotieren diesen bandartigen Kohlenkuchen von teilartiger Beschaffenheit zwischen sich hindurch und gestalten ihn in den dichtnebeneinander liegenden Aushöhlungen zu Briketts von Eiform um. Der Kuchen entsteht, indem man Kohlenklein durch Verbindung mit einem Klebmittel zu einer Paste umformt; dieses geschieht in einem oberhalb der Walzen aufgestellten Rührtrog, dem sog. Mischer.

Weiter Verbreitung scheint sich in Frankreich nun die Presse der Société Horme et Buire zu erfreuen, eine Konstruktion der Fonderies et Ateliers de Construction de L'Horme (Loire), deren Perspektive Fig. 15 auf Tafel 24 wiedergibt.

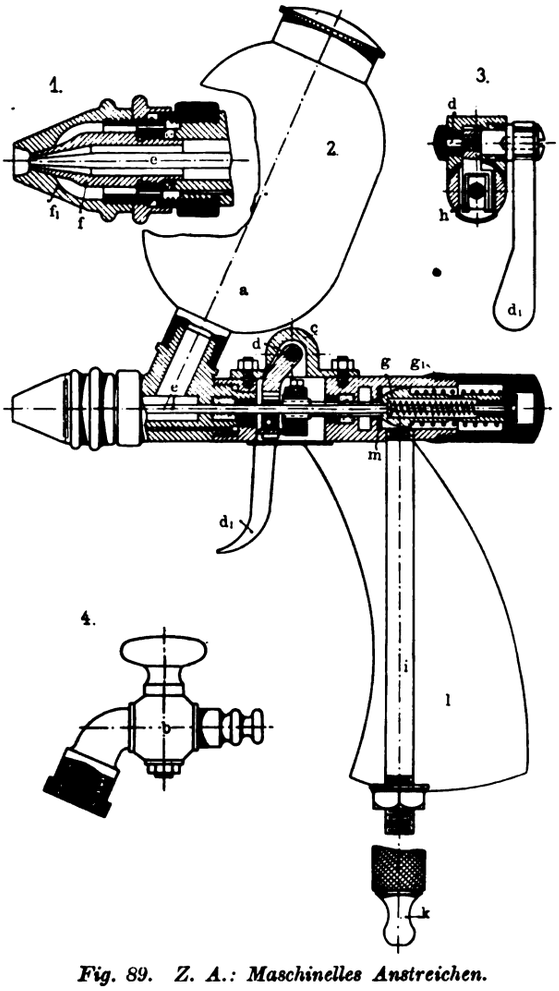


Fig. 89. Z. A.: Maschinelles Anstreichen.

Das genannte Werk baut seine Maschinen so, daß zwei Walzenpaare e e_1, e_2 e_3 vorhanden sind, die von einem Chevrons-Radsatz d d_1 in Drehung versetzt werden (vgl. Grundriß, Fig. 3). Dadurch erhöht sich naturgemäß die Leistungsfähigkeit der Presse ganz bedeutend, zugleich verschwindet jeder einseitige Druck, wie er bei Antrieb nur eines Preßrollenpaares geradezu unvermeidlich ist. Die Rollen e bis e_3 sitzen auf sehr starken Achsen, deren Lagerschalen mit Keilanzug versehen, d. h. innerhalb gegebener Grenzen in der wagrechten Richtung verstellbar sind.

Von der Festscheibe a, die mit 100 Touren in der Minute umläuft, überträgt sich die Bewegung durch ein kleines Zwischenrad auf das Rad b, das mit n = 20 die Vorgelegewelle des Rades c dreht; das letzte treibt dann mit n = 55 den Radsatz dd_1 an.

Zur Zeit werden nach „Portef. écon. des. mach." die Pressen in folgenden Größen hergestellt:

Presse I (Fig. 1 bis 3; Tafel 24):
Leistung: 7 bis 10 t auf die Dauer und Stunde,
Brikettgewicht: 45 bis 170 g,
Walzendurchmesser: 1 m,
Gewicht der Maschine: 11300 kg.

Presse II: Leistung: 54 t in der Stunde (Dauerleistung),
Brikettgewicht: 45 bis 170 g,
Walzendurchmesser: 1,320 m,
Gewicht der Maschine: 12200 kg.

Presse III: Leistung: 54 t in der Stunde (Dauerleistung),
Brikettgewicht: 45 bis 150 g,
Walzendurchmesser: 0,66 m,
Gewicht: 7250 kg.

Presse IV: Leistung: 3 bis 4,5 t in der Stunde,
Brikettgewicht: 45 bis 150 g,
Walzendurchmesser: 0,825 m,
Gewicht der Maschine: 5100 kg.

Presse V: (Fig. 5, 9 und 14 auf Tafel 24):
Leistung in Briketts: per Stunde ,0 bis 1,5 t,
Brikettgewicht: 35 bis 100 g,
Walzendurchmesser: 0,5 m,
Gewicht der Maschine: in der Que le nicht angegeben.

Der Mischer f über der Presse besteht aus dem gußeisernen Bottich (), dem Mischflügel g_1 und dem Antrieb. Letzterer umfaßt die Riemenscheiben g, die mit 85 Touren laufen und das konische Rädervorgelege, das den Mischflügel mit n = 33 in der Minute bewegt. Oberhalb der Berührungsstelle der beiden Walzenpaare e e_1 und e_2 e_3 ist im Boden des Bottichs f eine Auslaßöffnung angeordnet, durch die die Masse ausfließen kann.

Über die Einrichtung einer mit derartigen Pressen arbeitenden Brikettanlage informieren die Fig. 6 und 7 auf der Tafel.

Die Kohle kommt im Waggon, nachdem sie ein 8 mm Sieb passiert hat, an und wird evtl. zunächst aufgespeichert. Aus dem Speicher läßt man sie durch Schurren in Schmalspurwagen ablaufen, die zugleich als Meßgeräte dienen. In dem Wagen werden die Kohlen dann zum Brecher c gefahren. Hier und da wird dem Wagen noch eine Waage vorgeschaltet, um nicht nur die Menge, sondern auch das genaue Gewicht der Kohlen feststellen zu können.

Muß nasse Förderkohle verarbeitet werden, so tritt vorher der Elevator r in Tätigkeit; dieser hebt das Material in einen Trockenbehälter q, in dem die Kohle vorgetrocknet wird. Erst dann geht sie in den Brecher c. Dort wird sie mit dem Klebmittel zusammengebracht, zerkleinert und zugleich gemischt. Das Gemenge wird vom Becherwerk d aufgenommen und der eigentlichen Mischmaschine t zugeführt. In dieser wird die Masse gebrauchsfertig gemacht; sie gleitet nach Öffnen des Bodenschiebers in die Transportrinne s, die zugleich als Nachmischer wirkt. Aus dem Transporteur s fällt die Masse in die Brikettpresse g, wo sie zu Briketts verarbeitet wird. Die Briketts wiederum fallen in einen Elevator i, der sie, so wie sie aus der Presse kommen, anhebt und in einen Kasten i_1 abwirft. Letzterer enthält ein Sortiersieb, das die Bruchbriketts und den „Grat" durchfallen läßt, während die vollen Briketts auf dem Siebe nach unten gleiten und in den Trichter k gelangen. Der Durchfall dagegen geht in den Trichter k und wird aus diesem zeitweilig abgefahren.

Das Klebmittel wird in dem bei a aufgestellten Mischer (Desintegrator) vorbereitet, der gleich den sonstigen Maschinen

der Anlage seinen Antrieb von der Dampfmaschine im Raume m durch Vermittlung von Riemen usw. erhält. Die Menge des dem Rohstoff zuzusetzenden Klebmittels schwankt mit der Zusammensetzung des ersteren und bewegt sich zwischen 5 und 10%.

Die Länge des Transporteurs f wird so bemessen, daß die Paste bei der Ankunft über der Presse nur mehr 50° C warm und das Zusatzwasser bis auf etwa 5% abgelaufen ist. Höhere Wasserprozente soll die Paste nach Vorschrift nicht enthalten.

Der Heizapparat p besteht aus einer Anzahl Heizschlangen, die vom Dampfkessel n außen am Gebäude beheizt werden. Bei o befindet sich die Esse.

Über die konstruktive Ausführung der Zähne der Pfeilräder geben die Fig. 4, 12 und 13 der Tafel Auskunft. Christ.

Maschinelles Anstreichen.

Mit Abbildungen, Fig. 89 bis 91.

Zusammenfassung. Es wird auf den Wert des maschinellen Anstriches gegenüber dem Handstrich verwiesen und dann ein neuartiger Maschinen-Streichapparat beschrieben.

In verschiedenen Fachzeitschriften wurde letztens eine Einrichtung besprochen, mittels deren man Blech-, Eisen- und Holzwaren anstreichen, antönen, linieren und dekorieren kann. Wie man verstehen wird, handelt es sich dabei um eine Einrichtung, die den sog. Handanstrich ersetzen soll.

Obgleich jene Abhandlungen den Wert der neuen Einrichtung ziemlich deutlich erkennen ließen, wurde das Verfahren an sich doch von verschiedenen Seiten hinsichtlich seines praktischen Wertes angezweifelt. Gegner von demselben sind vor allen Dingen die Berufsanstreicher und Maler; sie nehmen, und das fälschlicherweise an, daß durch die neue Maschine ihre Handkunst erübrigt und damit ihre Existenz bedroht werden soll. Tatsächlich ist das jedoch nicht der Fall. Wenn der betreffende Maler oder Anstreicher die Maschine richtig zu handhaben versteht, kann er mit derselben seine Existenz nur verbessern, wird doch seine Leistungsfähigkeit größer, die Anzahl der Leute, die er zu beschäftigen hat, vermindert sich und damit spart er notwendiger Weise an Löhnen bezgl. Gehältern.

Um mit einer derartigen Maschine wirklich etwas leisten zu können, hat man vor allen Dingen zu beachten, daß jede Farbe ihre besondere Behandlung verlangt. Weiter ist die Dicke der mit der Maschine aufzuspritzenden Farbschicht in jedem einzelnen Falle der Farbe entsprechend zu wählen, ebenso erfordert die Bedienung der Maschine selbst eine gewisse praktische Erfahrung.

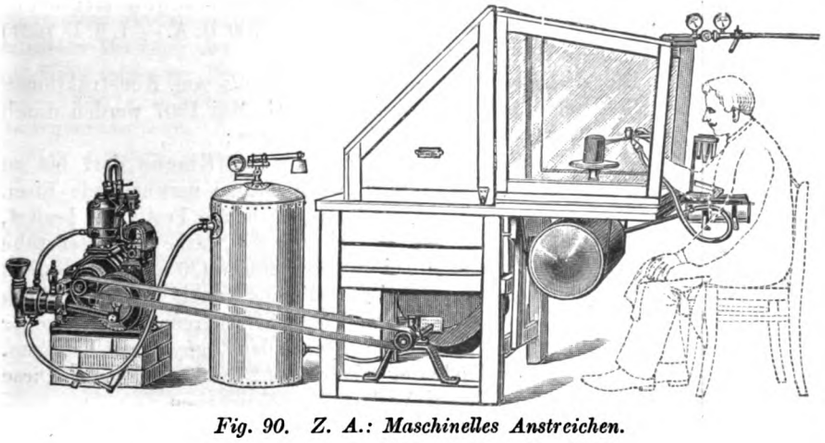


Fig. 90. Z. A.: Maschinelles Anstreichen.

Wie bei jeder anderen Maschine muß eben auch hier bei dieser der selbständigen Anwendung eine gewisse Lehrzeit vorausgehen. —.

Man kann mit einer derartigen Spritzmaschine selbst die größten Werkstücke lackieren bezgl. anstreichen, nur hat man dafür zu sorgen, daß eine gute Ventilation vorhanden ist, und daß die Stärke des Spritzstrahles dem jeweiligen Zwecke genau angepaßt wird. Ist beispielsweise der Strahl zu stark, so tritt selbstverständlich ein Abspritzen von Farben und damit ein Farben- und Zeitverlust ein. Hat man einmal besonders schwere Maschinenteile anzustreichen, nun so wird man eben wenn der Anstrich maschinell erfolgen soll, Transporteinrichtungen benutzen, umso eine schnelle Bewegung des Werkstückes zu ermöglichen. Ebenso wird man bei Neubauten von Fabrikanlagen und Geschäftshäusern, wenn in diesen Lackier- oder Spritzarbeiten mit der Maschine vorgenommen werden sollen, gleich von vornherein, die Lakierwerkstatt daraufhin einrichten; d. h. man wird die Wände des betreffenden Raumes möglichst glatt halten, damit man sie mit Wasser abspülen kann, ebenso den Fußboden. Unterhalb des letzteren wird man die Ventilationsanlage anordnen, die für gute Luft im Raum zu sorgen hat.

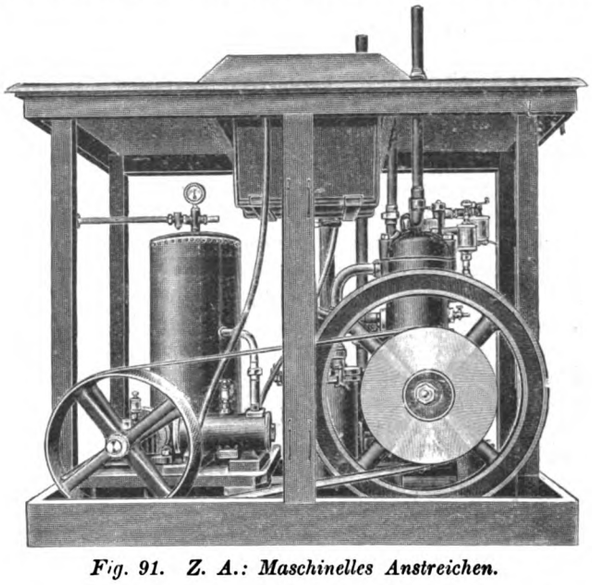


Fig. 91. Z. A.: Maschinelles Anstreichen.

Arbeitet man mit Trockenöfen, so macht man den Fußboden stark genug, daß man die Waren in Hortenwagen auf Gleisen von Hand oder mechanisch bewegen kann, ohne daß der Fußboden leidet. Die zum Spritzen benutzte Drehscheibe benutzt man hinsichtlich des Durchmessers und der Tragfähigkeit den jeweiligen Verhältnissen entsprechend. Man hält stets an dem Prinzip fest, daß der Arbeiter nicht um das zu spritzende Objekt herumlaufen soll, sondern daß dieses ihm zuzuführen ist. Endlich sorgt man dafür, daß die Luft im Lackierraum künstlich erwärmt werden kann.

Wenn alle diese Punkte genau beobachtet werden, so kann man, nach Mitteilung der Firma A. Krautzberger & Comp., G. m. b. H. in Holzhausen bei Leipzig darauf rechnen, daß ein tüchtiger Preßluftanstreicher etwa dreimal so viel leistet, als ein Handanstreicher.

Daraus aber folgt ohne weiteres, daß eben diesem Anstreicher auch ein entsprechend großer Raum in der Streicherei zur Verfügung zu stellen ist, anderen Falles würde er die einzelnen Objekte nicht schnell genug absetzen können. Je größer der Raum ist den man dem einzelnen Maschinenanstreicher zur Verfügung stellt, um so weniger wird dieser in seiner Leistung behindert.

Daß, wenn mit Trockenöfen gearbeitet wird, dafür gesorgt werden muß, daß in dem Trockenraum keine Luftleere entsteht, weiß jeder Techniker. Ebenso ist ihm bekannt, daß der Preßluftanlage nur trockene Luft zugeführt werden darf, weniger bekannt aber dürfte ihm sein, daß dies im vorliegenden Falle um so wichtiger ist, weil sonst der Lack ungünstig beeinflußt werden würde.

Um schließlich dem Leser ein Bild zu geben, wie eine derartige moderne Maschinen-Anstreichereieinrichtung aussieht, ist in Fig. 90 eine Spritzeinrichtung schematisch wiedergegeben; sie ist speziell zum lackieren kleiner Maschinenteile bestimmt und umfaßt einen Kompressor, einen Luftbehälter und die Spritzeinrichtung. Während aber diese Anlage (Fig. 90) ortsfest ist, zeigt Fig. 91 eine sog. transportable, allerdings ohne den Wagen. Transportable Anlagen werden verwendet, wenn man im Freien anzustreichen hat, ebenso in Bergwerken, wenn es gilt, die Holz- und Eisenkonstruktionen „vor Ort“ anzustreichen.

In Fig. 89 ist der Spritzapparat selbst im Detail wiedergegeben. Er ist so eingerichtet, daß wenn der Topf a abgeschraubt und durch ein Hahnstück b, Skz. 4 ersetzt wird, man die Farbe

mittels Schlauches kontinuierlich zuführen kann. In Fig. 89 bezeichnet c das Achsenlagerstück, g den Verschluß des Luftventiles, e die Nadel des Apparates mit Ansatz, f die Düse und f_1 den Kopf derselben; h den Mitnehmer aus Stahl, d die Lagerachsen und l_1 den Anlaßhebel. Mit g_1 ist die Ventilfeder und mit m die Dichtung des Ventils bezeichnet; a ist, wie schon oben angedeutet wurde, der Farbbehälter, der bei Gebrauch der Einrichtung unmittelbar auf den Körper des Spritzapparates geschraubt wird; i stellt das Zuführungsrohr für Luft dar, an das die Schlauchbirne k angeschraubt werden kann. W.

Brauchen wir Volumen-Luftmesser?

Mit Abbildung, Fig. 92.

Schon vor Jahren wurde von allen denen, die im Betrieb von Druckluftanlagen Erfahrung besaßen, der Ruf nach einem brauchbaren Volumen-Luftmesser erhoben. Infolge der großen Gegnerschaft aller sonstigen Interessenten jedoch verhallte dieser Ruf zunächst ungehört. Erst seitdem man auch hier erkannte, daß eine ständige Kontrolle, der mit Preßluft arbeitenden Werkzeuge, desgleichen die zeitweise Prüfung der Druckluft usw. auf ihre Leistung schon aus rein wirtschaftlichen Gründen heute eine unbedingte Notwendigkeit ist, hat man sich entschlossen, solche Volumen-Luftmesser einzuführen. Und zwar war es vor allem der von Bopp & Reuther in Mannheim-Waldhof konstruierte Volumen-Luftmesser „Superior" (D. R. G. M. mit oszillierendem Kolben und Reinnickelwerk, der sich für obengenannte Zwecke seither als verwendbar erwiesen hat.

Das Instrument, dessen Außenansicht Fig. 92 zeigt, wird sowohl für kleine, als auch für große Mengen ausgeführt und besitzt infolge des I-förmigen Querschnittes seines Meßkolbens eine bedeutende Festigkeit, welche den bei plötzlichen Druckschwankungen eintretenden Stößen gut standhält.

Der Meßkolben ist aus einem Material hergestellt, das eine nahezu reibungsfreie Bewegung des Kolbens bei geringster Abnützung der rotierenden Flächen in der Meßkammer gewährleistet und eine besondere Schmiervorrichtung entbehrlich macht. Das Instrument bedarf demnach keiner umständlichen Wartung und Instandhaltung, was hauptsächlich bei Dauerbetrieb von Vorteil sein würde. Macht sich einmal ein Auswechseln der Meßkammer behufs Reinigung nötig, so kann dieses ohne Ausbau des Gehäuses, also ohne Unterbrechung der Rohrleitung, geschehen.

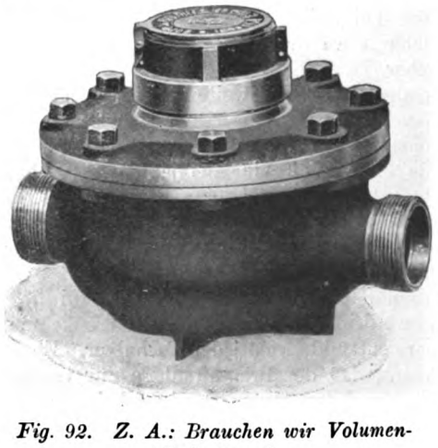


Fig. 92. Z. A.: Brauchen wir Volumen-Luftmesser?

Die beweglichen, der Abnützung unterworfenen Teile des Instruments bestehen aus Bronce bezw. Reinnickel, also Materialien, die bei feuchter Preßluft keine Oxydation aufkommen lassen. Gegen das Eindringen von Fremdkörpern ist im Messer ein auswechselbares Scheibensieb vorgesehen.

Der Einbau in die Rohrleitung kann mittels Flanschen mit Eisen- und Bleirohrverschraubung, bzw. mit Schlauchkuppelung, wenn eine Schlauchleitung überhaupt vorhanden, geschehen. Die Stutzen am Ein- und Austritt des Messers werden entsprechend ausgebildet, auf Wunsch wird der Messer auch mit elektrischer Fernregistrierung geliefert. —.

Auf die Arbeitsweise des Messers hoffen wir später noch einmal an Hand einer genauen Beschreibung zurückkommen zu können. Aber auch schon die vorliegende kurze Notiz allein sollte genügen, um die Antwort auf die eingangs gestellte Frage: brauchen wir überhaupt Volumen-Luftmesser? zu geben.

Ein wichtiges Hilfsmittel für Zeichner.

Mit Abbildung, Fig. 93.

Zusammenfassung. Das beschriebene Instrument ermöglicht es unter Fortfall der zeitraubenden Berechnungen, jede Kreiseinteilung bis zu 100 Teilen im Augenblick zu ermitteln.

Geradezu unentbehrlich für jeden Zeichner ist der sog. Kreisteiler, das ist eine Art Transporteur, der es ermöglicht, jede Kreiseinteilung bis zu 100 Teilen ohne zeitraubende Berechnungen zu ermitteln.

Fig. 93 veranschaulicht ein diesem Zwecke dienendes, von R. Reiß in Liebenwerda eingeführtes Instrument, das, wie man aus der Abbildung ersieht, einem Transporteur ähnelt, aber auf der Oberseite nicht nur die Gradeinteilung, sondern noch eine ganze Anzahl verschiedener Ziffern enthält, deren Bedeutung jedem Techniker wohl ohne weiteres klar sein wird, wenn er sich nachstehende Verwendungsbeschreibung durchgelesen hat.

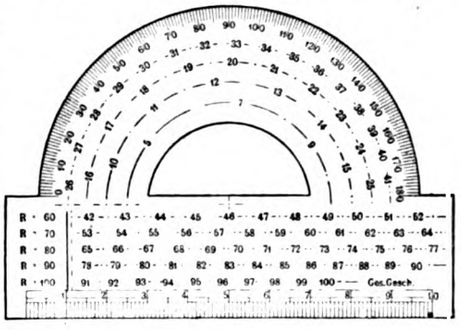


Fig. 93 Z. A.: Ein wichtiges Hilfsmittel für Zeichner.

Wenn ein Kreis zu teilen ist, zieht man parallel zu dem zu teilenden Kreise einen Hilfskreis-Teilbogen. Dieser muß dem auf dem Kreisteiler angegebenen Radius entsprechen, in welchem der fragliche Teil (in Zahlen auf dem Instrument angegeben) liegt. Zum Beispiel: 11 Teile = zweiter Kreisbogen von innen; 69 Teile = Radius 80 usf.

Dann nimmt man den durch zwei kleine Vertiefungen begrenzten Teil, der die in Betracht kommende Teilzahl aufweist, in den Zirkel und trägt ihn auf den Hilfskreis-Teilbogen auf. Durch Linien, die man vom gemeinsamen Mittelpunkte über den Teilpunkt des Hilfskreis-Bogens nach dem zu teilenden Kreis zieht, erhält man die genaue Teilung.

Notiz.

Die Beanspruchungsgrenze für Eisen im Eisenbeton auf **1200** kg/qcm hinaufgerückt!

Der betreffende Runderlaß des preußischen Ministers der öffentlichen Arbeiten (III. 2700 B. A. — I. 6. D 7624) vom 22. April lautet:

Die Bestimmungen für die Ausführung von Konstruktionen aus Eisenbeton bei Hochbauten vom 24. Mai 1907 werden durch folgenden Zusatz zu § 16 Ziffer 1 ergänzt:

Die Zug- und Druckspannung des Eisens darf bis zu **1200 kg/qcm** gesteigert werden, wenn das zu verwendende Eisen eine über das gewöhnliche Maß hinausgehende Festigkeit besitzt, und zwar soll die Zugfestigkeit bei geringer Stärke der Eisenstäbe (10 mm) mindestens 4200, bei größerer Stärke (30 mm) mindestens 3800 kg/qcm betragen. Dabei darf die aus Zerreißversuchen durch das erste Abfallen der Wage ermittelte Streckgrenze nicht weniger als das 0,6- und nicht mehr als 0,7-fache der Zugfestigkeit betragen. Ferner soll die Bruchdehnung mindestens 25 v. H. erreichen. Diese Festigkeitswerte sind auf Verlangen nachzuweisen.

Bei der Kaltbiegeprobe muß der lichte Durchmesser der Schleife an der Biegestelle gleich der halben Dicke des Stabes sein, wobei keine Risse entstehen dürfen.

Ew. Tit. ersuche ich, die beteiligten Behörden und die Beamten, soweit es erforderlich erscheint, hiervon in Kenntnis zu setzen. Die

Im Auftrage:
gez. Hinckeldeyn.

NB. Es handelt sich hier um einen Erlaß von größter Tragweite, durch den gleichzeitig die schon vor längerer Zeit ausgesprochenen Wünsche des Deutschen Betonvereins erfüllt werden. W.

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

46. Jahrgang. Nr. 25. Begründet von W. H. Uhland. 19. Juni 1913.

Allgemeiner Teil mit Berechnungen etc. (14 Tages-Ausgabe).

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Der Maihak-Indikator mit dem Böttcherschen Leistungszähler.

Von **Anton Böttcher**, Ingenieur.

Mit Abbildungen, Fig. 94 u. 95.

Zusammenfassung. Berichtet wird über den Böttcherschen Leistungszähler. Dieser verfolgt den Zweck, die Berechnung des Flächeninhaltes der Diagramme, die so außerordentlich mühsam und zeitraubend ist, selbsttätig durchzuführen, so daß die ganze bisherige Rechenarbeit ersetzt wird, durch das Ablesen eines Zählwerkes. Die Wirkung des letzteren geht von dem Gedanken aus, daß es ohne Hilfe des Beobachters bei offenem Indikatorhahn und eingehängter Indikatorschnur, den Flächeninhalt aller Diagramme berechnet, so daß nach Division durch die Umlaufszahl der mittlere Flächeninhalt des Diagramms festgelegt ist.

Der in den Fig. 94 und 95 dargestellte Böttcher'sche Leistungszähler ist ein Apparat, welcher die Ausrechnung der an der Maschine genommenen Diagramme selbsttätig bewirkt, eine Arbeit, die bislang mit Hilfe des Indikatorrostes unter Anwendung der sogenannten Simpson'schen Regel oder auch mit Hilfe des Planimeters unter großem Zeitaufwand durchgeführt wird. Das Ergebnis der Rechnung ist bei der Simpson'schen Regel die sogen. mittlere Höhe des Diagramms in mm, bei der Planimetrierung der Flächeninhalt des Diagramms in qmm; um im letzteren Falle die mittlere Höhe in mm zu erhalten, muß der Flächeninhalt durch die Basis des Diagramms dividiert werden. Ist die mittlere Höhe des Diagramms in mm auf diese Weise berechnet, so findet man den mittleren Druck in kg pro qcm, indem man die mittlere Höhe, wie vorstehend ermittelt, durch den sogen. Federmaßstab dividiert. Aus dem so gefundenen mittleren indizierten Druck eines Diagramms findet man dann die zugehörige indizierte Leistung der betreffenden Maschine mit Hilfe folgender Formeln:

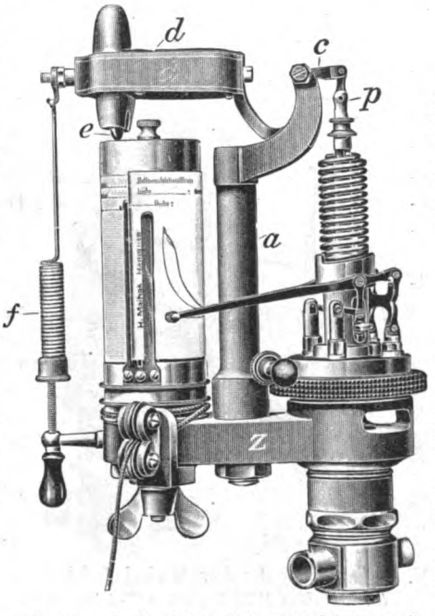


Fig. 94. Z. A.: Der Maihak-Indikator mit dem Böttcherschen Leistungszähler.

1. Einfach wirkende, einzylindrige Dampfmaschine.

$$N_i = \frac{1}{2} \cdot \frac{F \cdot s \cdot n \cdot p_i}{30 \cdot 75} \quad \ldots \quad \text{I.}$$

in welcher Formel bedeutet:

- N_i die indizierte Pferdestärke,
- F die wirksame Kolbenfläche in qcm, evtl. abzüglich des Kolbenstangenquerschnittes,
- s den Kolbenhub der Maschine,
- n die Umdrehungszahl in der Minute,
- p_i den vorstehend ermittelten indizierten Druck des Diagramms in kg pro qcm.

2. Doppeltwirkende, einzylindrige Dampfmaschine. Hier ist fast stets der mittlere indizierte Druck des Diagramms auf der Vorder- und Hinterseite des Kolbens verschieden, desgleichen auch die wirksame Kolbenfläche. Man rechnet am Besten das N_i für beide Kolbenseiten getrennt und zwar:

$$\text{Vorderseite: } N_v = \frac{1}{2} \cdot \frac{F_v \cdot s \cdot n \cdot p_v}{30 \cdot 75} \quad \ldots \quad \text{II.}$$

$$\text{Hinterseite: } N_h = \frac{1}{2} \cdot \frac{F_h \cdot s \cdot n \cdot p_h}{30 \cdot 75}$$

(Index v für Vorder-, h für Hinterseite des Kolbens). Es folgt dann; $N_i = N_v + N_h$.

Ist bei einer Maschine $F_v = F_h$ (durchgehende Kolbenstange), und ergeben sich für p_i aus dem Diagramm der Hinterseite und Vorderseite verschiedene Werte (p_v und p_h) so kann man auch setzen:

$$p_i = \frac{p_v + p_h}{2} \text{ und } N_i = \frac{F \cdot s \cdot n \cdot p_i}{30 \cdot 75} \quad \ldots \quad \text{IIa.}$$

3. Bei Maschinen mit mehreren doppeltwirkenden Zylindern (Verbund- und dreifach-Expansions-Dampfmaschinen) ist für jeden Zylinder nach II das N_i getrennt auszurechnen; die Summe der N_i-Werte in den einzelnen Zylindern ergibt dann den gesamten N_i-Wert der Maschine.

4. Bei sogen. einfachwirkenden Viertaktmaschinen (z. B. gewöhnliche, einzylindrige Gasmaschine, oder gewöhnliche, einzylindrige Dieselmaschine), ist die entsprechende Formel:

$$N_i = \frac{1}{4} \cdot \frac{F \cdot s \cdot n \cdot p_i}{30 \cdot 75} \quad \ldots \quad \text{III.}$$

5. Die einfachwirkende Zweitaktmaschine berechnet sich wie die einfachwirkende Kolbenmaschine nach Formel I.

6. Für den doppeltwirkenden Viertaktzylinder ist ähnlich Formel II zu rechnen:

$$N_v = \frac{1}{4} \cdot \frac{F_v \cdot s \cdot n \cdot p_v}{30 \cdot 75};$$

$$N_h = \frac{1}{4} \cdot \frac{F_h \cdot s \cdot n \cdot p_h}{30 \cdot 75}$$

also: $N_i = N_v + N_h \quad \ldots \quad \text{IV.}$

7. Der doppeltwirkende Zweitaktzylinder kann direkt nach Formel II bzw. IIa berechnet werden.

Hat eine Maschine absolut konstante Belastung, wie es z. B. bei Maschinen für Lichtbetrieb vorkommt, so fallen die nacheinander geschriebenen Diagramme vollständig gleichartig aus, sie decken sich. Würde man also einen Indikator andauernd auf das Papier schreiben lassen, so würde er nur eine Diagrammlinie aufzeichnen, wenn auch der Stift während mehrerer Hundert Umdrehungen geschrieben hätte. Anders verhält es sich jedoch bei Maschinen, welche keine konstante Belastung aufweisen, was, nebenbei bemerkt, meistens der Fall ist. Würde man bei einer derartigen Maschine den Indikatorstift längere Zeit hindurch auf das Papier schreiben lassen, so würden ebensoviel verschiedene Diagrammlinien gezeichnet werden, als die Maschine während des Schreibvorganges Umdrehungen macht. Es ist klar, daß das Diagramm jeder Umdrehung einen anderen Wert für N_i aufweisen würde.

Um nun den genauen Wert der indizierten Leistung bei solchen Maschinen mit veränderlicher Leistung zu bestimmen, müsste man für jede Umdrehung der Maschine das Diagramm schreiben lassen und mit Hilfe der Formeln I bis IV berechnen. Bei einer Maschine z. B., die mit 150 Umdrehungen pro Minute läuft, müßte man, falls die genaue Leistung während einer Stunde ermittelt werden sollte, für jede Zylinderseite $150 \times 60 = 9000$ Diagramme mit dem Indikator nehmen und ausrechnen. Das arithmetische Mittel der 18000 einzelnen Werte würde die sog. indizierte mittlere Leistung der Maschine ergeben. Hätte die betreffende Maschine drei Zylinder, so wären für die einstündige Betriebszeit 54000 Diagramme zu nehmen und auszurechnen.

Nun ist es jedoch zunächst ausgeschlossen, mit einem Indikator für jede Umdrehung das Diagramm auf ein neues Blatt zu schreiben; die Indikatoren mit wanderndem Papierstreifen sind nicht für derart große Diagrammzahlen eingerichtet; ferner aber ist es auch ganz ausgeschlossen, daß man die sämtlichen Diagramme der Reihe nach ausrechnen kann, weil es hierzu erstens an Zeit fehlt, und zweitens die Möglichkeit, daß Fehler in die Berechnung sich einschleichen, zu groß ist.

Aus diesem Grunde ist es üblich, besonders bei Abnahmeversuchen, die Belastung der Maschine möglichst konstant zu halten, und nur alle 5 oder 10 Minuten ein Diagramm zu nehmen. Auf diese Weise erhält man für eine bestimmte Versuchszeit eine Anzahl Diagramme, welche man der Berechnung der mittleren indizierten Leistung zu Grunde legt. Dieses Verfahren ist allerdings nicht einwandfrei und nur als ein Notbehelf anzusehen, weil die Belastung einer in normalem Betrieb befindlichen Maschine einfach nicht konstant gehalten werden kann; und deshalb ist es stets mehr oder weniger bedenklich, nach diesem, wenn auch allgemein verbreiteten, Verfahren die mittlere indizierte Leistung von Maschinen zu bestimmen.

Der Böttchersche Leistungszähler verfolgt den Zweck, die Berechnung des Flächeninhalts der Diagramme, welche so außerordentlich mühsam und zeitraubend ist, selbsttätig durchzuführen, so daß die ganze bisherige Rechenarbeit ersetzt wird, durch das Ablesen eines gewöhnlichen Zählwerkes. Die Wirkung des Zählers (Theorie vgl. Z. d. V. D. I., 1910, S. 1234), geht von dem Grundgedanken aus, daß derselbe ohne Hilfe des Beobachters, bei geöffnetem Indikatorhahn und eingehängter Indikatorschnur, den Flächeninhalt sämtlicher Diagramme berechnet und zusammenzählt, die während des Offenhaltens des Hahns geschrieben werden, so daß durch einfache Division durch die zugehörige Anzahl Umdrehungen der mittlere Flächeninhalt der Diagramme festliegt.

Läuft z. B. eine Maschine mit 150 minutlichen Umdrehungen und ist der Indikatorhahn am Zähler 20 Minuten lang geöffnet, so rechnet der Zähler den Flächeninhalt von $20 \times 150 = 3000$ Diagrammen genau aus, ohne daß der Beobachter weitere Tätigkeit zu entwickeln hat, als den Zähler vor Öffnen des Indikatorhahnes und nach Schließen desselben abzulesen.

Hat man die Zählerablesung (z) genommen, so ergibt die Formel:

$$f = \frac{A \cdot z}{n} \quad \ldots\ldots \text{V.}$$

den mittleren Flächeninhalt sämtlicher während der Zählperiode genommenen Diagramme in qmm.

Es bedeutet in der vorstehenden Formel V:

- f den mittleren Inhalt sämtlicher während der Zählperiode genommenen Diagramme in qmm,
- A_c die sog. Zählerkonstante, die jedem Apparat beigegeben wird,
- z die Zählerablesung und
- n die Anzahl Umdrehungen, welche die Maschine während der Zählperiode gemacht hat.

Bei Viertaktzylindern ist zu setzen:

$$f = 2 \cdot \frac{A \cdot z}{n} \quad \ldots\ldots \text{Va.}$$

Ist dieser Wert von f gefunden, so findet man zunächst die mittlere indizierte Höhe sämtlicher geschriebenen Diagramme in mm, wenn man den mit Hilfe der Formel V gefundenen Wert f durch die Diagrammbasis dividiert. Mit Hilfe des Federmaßstabes ist dann der mittlere indizierte Druck der betreffenden Zylinderseite und nach vorstehenden Formeln I bis IV in bekannter Weise die mittlere indizierte Leistung der betreffenden Maschine zu berechnen. Zu bemerken ist, daß jede Zylinderseite einen Zähler haben muß.

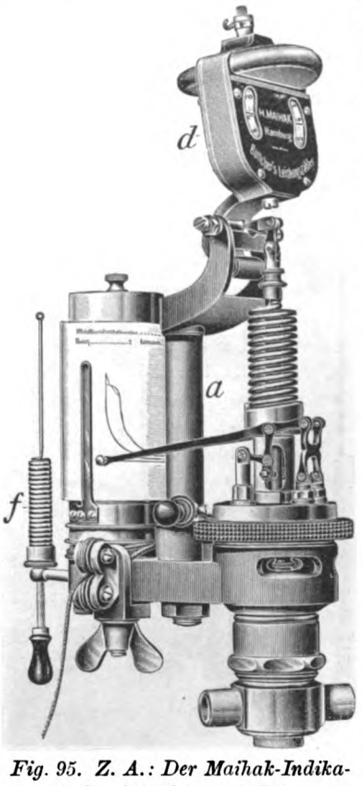


Fig. 95. Z. A.: Der Maihak-Indikator mit dem Böttcherschen Leistungszähler.

Die hohe wirtschaftliche Bedeutung des Zählers erscheint nach der vorstehenden Erläuterung erst dann in der richtigen Beleuchtung, wenn man bedenkt, daß Abweichungen der einzelnen Diagrammsätze untereinander die Genauigkeit des Endresultates in keiner Weise beeinflussen, da ja jedes überhaupt in der Maschine — sozusagen entwickelte — Diagramm gezählt wird; dabei erleichtert der Zähler das Ermittelungsverfahren der indizierten Leistung, welches sich auf zwei Ablesungen beschränkt, die das ganze Planimetrierverfahren ersetzen; Arbeiten, die bisher wochenlange rechnerische Ermittelungen umfaßten, beschränken sich auf wenige Minuten.

Dabei ist die Möglichkeit gegeben, wie sonst üblich, während der Zählperiode Diagramme an der Maschine zu nehmen, da der Zähler mit einem Indikator kombiniert ist, und dieser nach Belieben und nach Erfordernis mit und ohne Zähler in Verwendung genommen werden kann.

Der Wirkungsweise des Zählers liegt folgende Theorie zu Grunde:

Die Säule a (Fig. 94 und 95) trägt bei c einen Winkelhebel, dessen wagrechter Schenkel bei p an die Kolbenstange des Indikators angeschlossen ist, während der senkrechte Schenkel die Verbindung mit dem eigentlichen Zählapparat d bewirkt. Dieser Zählapparat d besteht aus einer in der Ebene von Trommelmittel und Säulenmittel in Spitzen gelagerten Achse, welche das Zählrad e trägt. Auf der gleichen Achse dieses Zählrades e sitzt eine kleine Schnecke, die ein Zählrad betätigt, das in Fig. 95 bei aufgeklapptem Zähler sichtbar ist. Eine schwache Feder f erzeugt einen bestimmten Adhäsionsdruck des Zählrades e, mit welchem dasselbe gegen die obere Stirnfläche der Indikatortrommel gedrückt wird. Während der Zähler arbeitet, d. h. bei offenem Indikatorhahn und eingehängter Schnur, wird nun einmal das Zählrad e durch die Trommel selbst in Drehung versetzt und gleichzeitig die im Gehäuse d gelagerte Zählradachse durch Vermittlung des Winkelhebels c auf der oberen Stirnfläche der Indikatortrommel radial zu dieser verschoben. Durch diese gleichzeitig eingeleiteten Bewegungen ist das Element des abgerollten Umfangsbogens des Zählrades proportional dem Element des Kolbenweges, gleichzeitig aber auch proportional dem indizierten Druck p_i im Zylinder, der ja durch den Indikatorkolben in Verbindung mit seiner Feder jeweils gemessen wird.

Hieraus ist ersichtlich, daß der in einem bestimmten Zeitabschnitt abgerollte Umfangsbogen des Zählrades proportional ist dem

$$\int p_i \cdot d_s,$$

das heißt, der indizierten Arbeit in dem betreffenden Zeitabschnitt.

Charakteristisch ist für die Wirkungsweise des Zählers, daß er selbsttätig die während des Kolbenrücklaufes entwickelte negative Arbeit der betreffenden Kolbenseite in Abzug bringt, weil während dieses Rücklaufes die Indikatortrommel das Zählrad rücklaufend dreht; das Zählrad schreitet also während des Zählvorganges über mehrere Umdrehungen der Maschine im Pilgerschritt vorwärts, d. h., es rollt ein größeres Stück vor, darauf ein kleineres Stück zurück, dann wieder ein größeres Stück vor usw.

Aus dem geometrischen Zusammenhang der einzelnen Elemente ergibt sich in einfacher Weise die vorstehend angegebene Formel V, deren weitere Verwendung bereits angegeben ist.

Der Gedanke, nach ähnlichen Prinzipien wie beschrieben, indizierende Indikatoren zu bauen, ist durchaus nicht neu. Trotzdem ist es bislang nicht gelungen, Apparate zu fertigen, die praktisch brauchbare Resultate gezeitigt haben. Nach Ansicht des Verfassers ist die Ursache für das Nichtfunktionieren derartiger Vorrichtungen darin zu suchen, daß die dynamischen Vorgänge während des Zählens bei den früher bekannt gewordenen Konstruktionen nicht richtig erkannt oder verfolgt worden sind.

Die richtige Zählwirkung des Zählrades ist brauchbar nur dann gewährleistet, wenn die Formel:

$$\varepsilon \cdot J = f \cdot N \cdot r \quad \ldots \ldots \quad \text{VI.}$$

erfüllt ist, in welcher bedeutet:

- ε die größte auftretende Winkelbeschleunigung des Zählrades,
- J das Massenträgheitsmoment des Zählrades in bezug auf seine Achse,
- f den Koeffizient der ruhenden Reibung zwischen Zählrad und Stirnfläche der Indikatortrommel,
- N den Adhäsionsdruck des Zählrades,
- r den Radius des Zählrades.

Außer der Erfüllung der Formel VI aber sind noch eine ganze Anzahl von praktischen Forderungen zu erfüllen, bevor das Instrument technisch brauchbar wird. Es sind dieses die Lösung der Frage der Verzerrung des Diagramms durch die Massen des Zählers sowie durch die Reibung des Zählrades, ferner die Feststellungen des Einflusses von totem Gang in den Gelenken sowie die Ermittelung der allgemeinen Abnutzungsverhältnisse.

Um alle diese Fragen eingehend zu studieren, wurde nach Sicherstellung der Ausführungsmöglichkeit mit Hilfe der Formel VI eine besondere Aichstation errichtet, in welcher zunächst auf einer sog. Diagrammaschine jahrelang Versuche angestellt wurden, welche die Ausbildung eines verkaufsfertigen Modelles zum Zwecke hatten. Nach Erreichung dieses Zieles diente die Maschine dazu, jeden Zähler, bevor er die Werkstatt verläßt, zu eichen. Es ist ein Verdienst der Maihak-Aktiengesellschaft, die Entwicklung eines verkaufsfertigen Modells des Zählers gefördert zu haben.

Die bisherigen praktischen Erfolge mit den Leistungszählern sind selbst an Stellen, bei denen man große Schwierigkeiten für die praktische Verwendung befürchtete, günstig gewesen. Beispielweise sind seitens des K. Eisenbahnzentralamtes in Berlin Untersuchungen von Schnellzugsmaschinen auf der Fahrt Berlin-Hannover mit Erfolg ausgeführt worden. Desgleichen wurden in Hüttenwerkszentralen an Großgasmaschinen Betriebsversuche durchgeführt, deren Ergebnis dermaßen befriedigte, daß man das bisher übliche Indizier- und Planimetrierverfahren fallen ließ.

Der Begriff „freitragende Länge“ von Rohren

(Blechrohre).

Mit Abbildungen, Fig. 96 bis 98.

Umstehende Abbildung, Fig. 98 zeigt in Skizze 1 die Unterstützung einer Abdampfleitung; sie läßt erkennen, daß dem betr. Konstrukteur nicht bekannt war, welche freitragende Länge Rohre selbst haben können. Ja man darf hier sogar direkt von einer Materialverschwendung sprechen. Daneben aber wird die Leitung noch durch die Art der Unterstützung, in ihrer freien Ausdehnung, gehindert. Im folgenden soll gezeigt werden, was man einem freiliegenden Rohr zumuten kann, d. h. was zu geschehen hat, um die freitragende Länge eines Rohres zu bestimmen.

Um die freitragende Länge von Rohren feststellen zu können hat man, so schreibt G. Hübel, Ing., Saarau, zunächst das Gewicht pro 1 m Rohrlänge zu bestimmen, dasselbe setzt sich zusammen aus dem Eigengewicht, dem Gewicht des Inhaltes, der Schneelast und dem Winddruck. Bei Leitungen, welche noch gegen Wärmeausstrahlungen zu schützen sind, ist noch das Gewicht der Isolierung in die Rechnung aufzunehmen.

Sei beisp. der Durchmesser einer Abdampfleitung einer Dampfmaschine 600 mm, die Blechstärke 3 mm, so ergibt sich das Gewicht der glatten Leitung, bei 606 mm äußerem Durchmesser und einem spezifischen Gewicht von $\gamma = 8$,

zu: $$P = \frac{D^2 - d^2}{4} \cdot \frac{\pi \cdot l \cdot \gamma}{1000}, \text{ also:}$$

$$P = \frac{60{,}6^2 - 60^2}{4} \cdot \frac{3{,}14 \cdot 100 \cdot 8}{1000} = 45 \text{ kg}.$$

Dazu ist ein kleiner Zuschlag für Nieten und Überlappung zu nehmen, dessen Größe annähernd aus Tabelle I entnommen werden kann.

Tabelle I.

Normale lichte Weite d. Rohre in mm	Wandstärke in mm						
	2	3	4	5	6	7	8
100	16	15	14				
200		14	13				
300		13	12				
400		12	11				
500		11	10				
600		10	9	8	7	6	5
700			8	7	6	5	4
800			7	6	5	5	4
900			6	5	4	4	3
1000			5	4	3	3	3
1100			4	3	3	2	2
1200			3	2	2	2	2

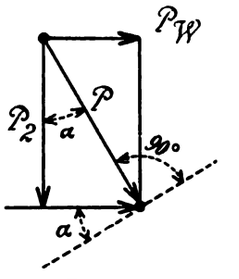


Fig. 96.

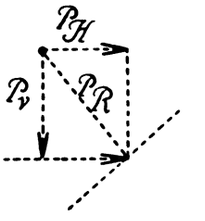


Fig. 97.

Fig. 96 u. 97. Z. A.: Der Begriff „freitragende Länge“ von Rohren.

Tabelle II.*)

Lichter Durchm. mm	Wandstärke in mm																	
	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0	7,5	8,0
100	6								8,5	10									
125		8							10	12									
150			9,5						12	14	16								
175				11,5					14,5	16,5	19								
200					14,0				15,5	19	21,5								
225					15,5				17,5	21	24								
250						18			19,5	23	26,5	30	33,5						
275						19,5			21,5	25	29	33	36,5						
300							22,5		23,5	28	32	36	40,0						
325							24,0		25,5	30	34,5	38,5	43,0						
350								26,5	27	32	37	41,5	46,0						
375																			
400									31,5	37	42	47,5	52,5						
425									33,5	39	44,5	50	55,5						
450									35,5	41	47	53	59						
475									37	43,5	49,5	55,5	62						
500									39	45,5	52	58,5	65						
550									43,5	51	58	65,5	72						
375								28,5	29	34	39,5	44	495						
600									47,5	55	63,5	71	79						
650											68	77	86	94	103	111	120	129	137
700											73	83	92	101	110	119	128	136	147
750											79	89	98	108	118	128	138	148	158
800											84	95	105	116	126	137	147	158	168
850											89	100	111	122	133	145	156	167	178
900											94	105	117	129	141	152	164	176	187
950											99	111	123	136	148	161	173	186	198
1000											104	117	130	143	156	169	182	195	208
1050											109	123	137	150	164	178	192	205	219
1100											114	129	143	158	172	186	200	215	229
1150											119	134	149	164	179	194	209	223	238
1200											124	139	155	170	186	201	217	232	247

*) Aufgestellt von Kuntze, Göppingen.

Im vorliegenden Falle beträgt der Zuschlag für Überlappung und Nietung für Rohre von 600 mm l. W. und 3 mm Wandstärke 9 %, mithin wird:

$$P_1 = P \cdot 1{,}09 = 45 \cdot 1{,}09 = \sim 50 \text{ kg}.$$

Für Schrauben und Flanschen rechnet man außerdem noch mit 30 bis 40 % Zuschlag. Bei 35 % würde:

$$P_E = 50 \cdot 1{,}35 = 67 \text{ kg werden}.$$

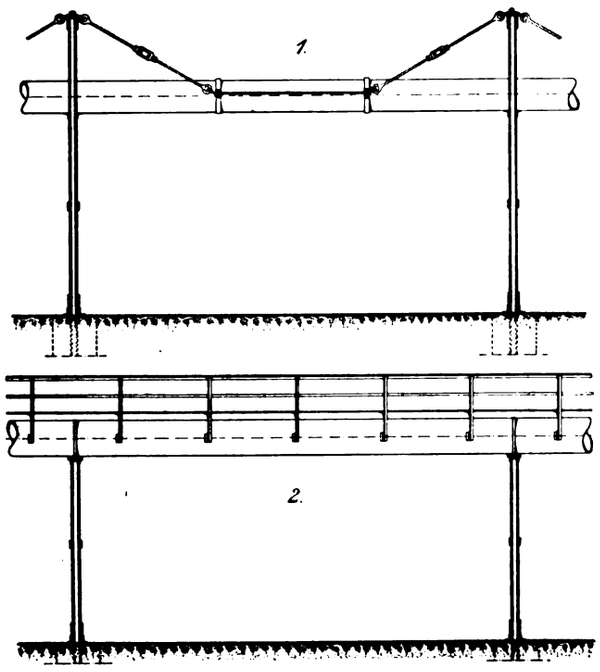


Fig. 98. Z. A.: Der Begriff „freitragende Länge" von Rohren.

Nun sind noch die Schneelast P_S und der Winddruck P_W zu bestimmen. Das Gewicht des Inhaltes sowie das der Isolierung sollen hier vernachlässigt werden. Bei zylindrischen Flächen ist die Schneelast ca. 0,75 mal so groß als bei ebenen Flächen von der Breite D. Wir erhalten also bei einem mittleren spezifischen Gewicht von 0,125 und einer größten Schneehöhe von 0,6 m:

$$P_S = \frac{100 \cdot 60{,}6 \cdot 0{,}75 \cdot 0{,}6 \cdot 0{,}125}{1000} = \sim 35 \text{ kg}.$$

Der Winddruck, welcher horizontal anzunehmen ist, ergibt sich nach der Hütte, I. Teil, S. 262 zu:

$$P_W = 0{,}667 \cdot p \cdot l \cdot D \text{ (Fig. 96)},$$

wenn p den Winddruck pro 1 qm bedeutet.

Nehmen wir p zu 250 kg pro 1 qm an, so ist:

$$P_W = 0{,}667 \cdot 250 \cdot 1 \cdot 0{,}6 = \sim 100 \text{ kg}.$$

Nachdem so die Einzelbelastungen festgelegt sind, läßt sich die Resultierende bestimmen.

In Richtung der Vertikalen ist der Druck:

(Fig. 97). $P_v = P_E + P_S = 68{,}0 + 35 = 103{,}0$ kg.

In Richtung der Horizontalen wird der Druck:

$$P_H = P_W = 103 \text{ kg}.$$

Dann ergibt sich der resultierende Druck zu:

$$P_R = \sqrt{P_H^2 + P_v^2} = \sqrt{103^2 + 100^2} = \sim 145 \text{ kg}.$$

Die Richtung der Resultante bestimmt sich aus:

$$\operatorname{tang} \alpha = \frac{P_v}{P_W}.$$

Zur Ermittelung des Widerstandsmomentes W ist der Belastungsfall anzunehmen, bei dem der Träger auf beiden Enden aufliegt und die Last gleichmäßig über den ganzen Träger verteilt ist. Für diesen wird: $W = \frac{P \cdot l}{8 \cdot k_b}$;

und unter Berücksichtigung des ringförmigen, also kreisrunden Querschnittes ist: $W = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D}$.

Darin ist P_R für 1 cm einzusetzen $= \frac{l \cdot P_R}{100}$.

Setzen wir diesen Wert in die Gleichung ein und beide Gleichungen einander gleich, so erhalten wir:

$$\frac{l \cdot P_R}{100} \cdot \frac{l}{8 \cdot k_b} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D},$$

woraus folgt: $l = \sqrt{\frac{100 \cdot 8 \cdot k_b}{P_R} \cdot \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D}}$.

Nehmen wir k_b zu 300 kg pro qcm an, so ergibt sich in unserem Falle die freitragende Länge zu:

$$l = \sqrt{\frac{100 \cdot 8 \cdot 300}{145} \cdot \frac{3{,}14}{32} \cdot \frac{60{,}6^4 - 60{,}0^4}{60{,}6}} = \sim 12{,}00 \text{ m}.$$

Setzt man für k_b statt 300 kg 600 kg in die Rechnung ein, so ergibt sich die freitragende Länge sogar zu $\sim$ 17,00 m.

Vorstehende Berechnung lehrt, daß man mit der Unterstützung einer Abdampfleitung gar nicht so ängstlich zu sein braucht.

Das hier ermittelte trifft aber auch bei Heißluftleitungen, Gasleitungen von Hochofenlagen usw. zu. Nur ist zu beachten, daß man dort die Leitungen gleichzeitig vielfach als Übergänge benutzt, indem man sie mit einem Geländer versieht (Skz. 2, Fig. 98).

Um die Rechnung zu erleichtern sind in Tabelle II Gewichte von Blechrohren für Wandstärken von 2,2 bis 8 mm angegeben und zwar von 60 bis 1200 mm l. W. In der Tabelle III finden sich dann die Gewichte von überlappt geschweißten Rohren für Wandstärken von 5 bis 20 mm und von 300 bis 1500 mm l. W.

Tabelle III.*)

Gewicht pro lfd. m glattes schmiedeeisernes Rohr in kg bei einem spezifischen Gewicht s = 8.

Lichter Durchmesser mm	Wandstärke in mm															
	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
300	38,3	46,1	54,0	61,9	69,9	77,9	86,0	94,1	102,3	110,5	118,7	127,1	135,4	143,8	152,2	160,8
350	44,6	53,7	62,8	72,9	81,2	90,5	99,8	109,2	118,6	128,1	137,6	147,2	157,8	166,4	176,1	185,9
400	50,9	61,2	71,6	82,0	92,5	103,0	113,6	124,2	134,9	145,7	156,4	167,3	178,2	189,0	200,0	211,0
450	57,2	68,8	80,4	92,1	103,8	115,6	127,4	139,3	151,3	163,3	175,5	187,4	199,5	211,6	223,8	236,1
500	63,5	76,3	89,2	102,1	115,1	128,2	141,3	154,4	167,6	180,8	194,1	207,5	220,9	234,2	247,7	261,2
550	69,7	83,8	98,0	112,2	126,4	140,7	155,9	169,5	184,0	198,4	213,0	227,6	242,2	256,9	271,7	286,5
600	76,0	91,4	106,8	122,2	137,7	153,3	168,9	184,6	200,3	216,0	231,8	247,7	263,6	279,5	295,5	311,6
650	82,3	98,9	115,6	132,3	149,0	165,9	182,7	199,6	216,6	233,6	250,7	267,8	285,0	302,2	319,4	336,7
700	88,6	106,5	124,4	142,3	160,3	178,4	196,5	214,7	232,9	251,2	269,5	287,9	306,3	324,8	343,3	361,9
750	94,9	114,0	133,2	152,4	171,7	191,0	210,4	229,8	249,3	268,8	288,4	308,0	327,7	347,4	367,2	387,0
800	101,2	121,5	142,0	162,4	183,0	203,6	224,2	244,9	265,6	286,4	307,2	328,1	349,0	370,0	391,0	412,1
850	107,4	129,1	150,8	172,5	194,3	216,1	238,0	260,0	281,9	304,0	326,0	348,2	370,4	392,6	414,9	437,3
900	113,7	136,6	159,5	182,5	205,6	228,7	251,8	275,0	298,3	321,6	344,9	368,3	391,8	415,2	438,8	462,4
950	120,0	144,2	168,4	192,6	216,9	241,3	265,7	290,1	314,6	339,2	363,8	388,4	413,1	437,9	462,7	487,5
1000	126,3	151,7	177,1	202,7	228,2	253,8	279,5	305,2	330,9	356,8	382,6	408,5	434,5	460,5	486,5	512,6
1050	132,6	159,2	185,9	212,7	239,5	266,4	293,3	320,3	347,3	374,3	401,5	428,6	455,8	483,1	510,4	537,8
1100	138,8	166,8	194,7	222,8	250,8	278,9	307,1	335,3	363,6	391,9	420,3	448,7	477,2	505,7	534,3	562,9
1150	145,1	174,3	203,5	232,8	262,1	291,5	320,9	350,4	379,9	409,5	439,1	468,8	498,6	528,3	561,9	588,0
1200	151,4	181,8	212,3	242,9	273,4	304,1	334,8	365,5	396,3	427,1	458,0	488,9	519,9	550,9	586,2	617,6
1250	157,7	189,4	221,1	252,9	284,8	316,6	348,6	380,6	412,6	444,7	476,8	509,0	541,3	577,7	610,2	642,9
1300	164,0	196,9	229,9	263,0	296,0	329,2	362,4	395,6	428,9	462,3	495,7	529,1	562,6	601,5	634,3	668,2
1350	170,3	204,5	238,7	273,0	307,4	341,8	376,2	410 7	445,3	479,9	514,5	549,2	584,0	623,2	658,3	693,5
1400	176,5	212,0	247,5	283,1	318,7	354,3	390,0	425,8	461,6	497,5	533,4	569,4	605,4	646,0	682,4	718,8
1450	182,8	219,5	256,3	293,1	330,0	366,9	403,9	440,9	478,0	515,1	552,2	589,5	626,7	668,8	706,4	744,1
1500	189,1	227,1	265,1	303,2	341,3	379,5	417,7	456,0	494,3	532,7	571,1	609,6	648,1	691,6	730,5	769,4

*) Kuntze, Wassergasschweißwerk Worms.

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

46. Jahrgang. Nr. 27. Begründet von W. H. Uhland. 3. Juli 1913.

Allgemeiner Teil mit Berechnungen etc. (14 Tages-Ausgabe).

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Die transportabele elektro-hydraulische Nietmaschine.

Mit Abbildung, Fig. 99.

Zusammenfassung. Beschrieben und in ihrer praktischen Bedeutung festgelegt ist die elektro-hydraulische Nietmaschine in der von der Maschinenfabrik Oerlikon gewählten Ausführung. Der Wert des elektro-hydraulischen Nietverfahrens soll vor allem darin liegen, daß die Nietlöcher vollständig ausgefüllt werden, ferner die Nieten alle gleichmäßig fest ausfallen, ein gutes Arbeiten der Maschine in allen Lagen vorhanden und schnelles Einstellen der Maschine auf Niete jeden Durchmessers möglich ist. Ebenso lassen sich damit Stanz- und Preßarbeiten ausführen und der Preßkopf ist auswechselbar, falls die Ausladung einmal nicht genügt usw. Ein Vorteil gegenüber Anlagen für rein hydraulische Nietung liegt schließlich auch noch im Fortfall jeglicher Nebeneinrichtungen und Vorwerke.

Beim Lesen der Titelworte „elektro-hydraulische Nietmaschine" wird mancher, der die Flugschriften elektrotechnischer Firmen mit Aufmerksamkeit verfolgt, erstaunt sich fragen, „elektro-hydraulisch" warum das, wenn doch die rein elektrische Nietung in ebenjenen Flugschriften, ja sogar in technischen Zeitschriften als die beste hingestellt wird. Und doch ist dem nicht so. Die rein elektrische Nietung ist ebensowenig die vollkommenste, wie die rein pneumatische oder die rein hydraulische. Jede von ihnen hat ihre Vorteile und Nachteile. Tatsache ist jedoch zunächst, daß eine durch hydraulischen Druck erzielte Nietung alle auf andere Weise durchgeführten Nietungen, sei es Handnietung, pneumatische oder rein elektrische Nietung unter Verwendung eines Kniehebels usw. an Zweckmäßigkeit und Güte weit übertrifft. Nur sie ergibt bei größeren Nieten einwandfreie Resultate bezüglich der Festigkeit sowohl, wie der Dichte der Nietung. Obgleich diese Tatsache den Kreisen der Dampfkesselbauer und Eisen-Hochbauer längst bekannt ist, haben sich doch so manche Werke wegen der für den Betrieb rein hydraulischer Nietmaschinen erforderlichen Nebeneinrichtungen, wie Maschinenhaus mit Pumpenanlage, Wasser-Akkumulatoren, Hochdruck- und Abflußleitungen und der damit verbundenen relativ großen Anlage- und Betriebskosten, sowie auch wegen der Umständlichkeit eines solchen Betriebes und des ausgedehnten Platzbedarfs bisher mit billigeren und einfacheren, wenn auch hinsichtlich der Wirkungsweise weniger empfehlenswerten Vorrichtungen beholfen. Die rein elektrische Nietmaschine besitzt allerdings die Vorzüge des elektrischen Betriebes, wie: Einfachheit des Antriebes, leichte Beweglichkeit und geringe Anschaffungskosten, erreicht jedoch keineswegs die Güte der hydraulischen Pressung. Ihr Hauptnachteil besteht eben darin, daß der Enddruck nur vorübergehend auf der Niete lastet.

Erst die elektro-hydraulische Nietmaschine, wie sie beisp. die Maschinenfabrik Oerlikon baut, vereinigt in sich alle Vorteile der hydraulischen Nietung mit der Einfachheit, Betriebssicherheit, Billigkeit und Sauberkeit des elektrischen Antriebes.

Die Möglichkeit des Anschlusses an ein Stromnetz ist heute in jedem gut eingerichteten Werke gegeben; und — der erwähnten Nebeneinrichtungen einer reinen hydraulischen Nieteinrichtung bedarf es bei Anwendung der elektro-hydraulischen Oe.-Nietmaschine eben nicht.

Der aus Stahlguß in einer der für Nietmaschinen bekannten Formen hergestellte Maschinenständer mit Fuß und Universal-Aufhängvorrichtung, durch welche der Maschine jede beliebige Arbeitslage gegeben werden kann, trägt an seinem Unterkiefer das auswechselbare feste Nietgesenk und an seinem oberen Arm die eigentliche Nietmaschine, letztere der Hauptsache nach bestehend aus dem auswechselbaren Preßkopf mit oberem, verstellbarem Nietwerkzeug, der hydraulischen Preßpumpe mit Steuerung und dem Elektromotor für den Antrieb der Pumpe. (Fig. 99.)

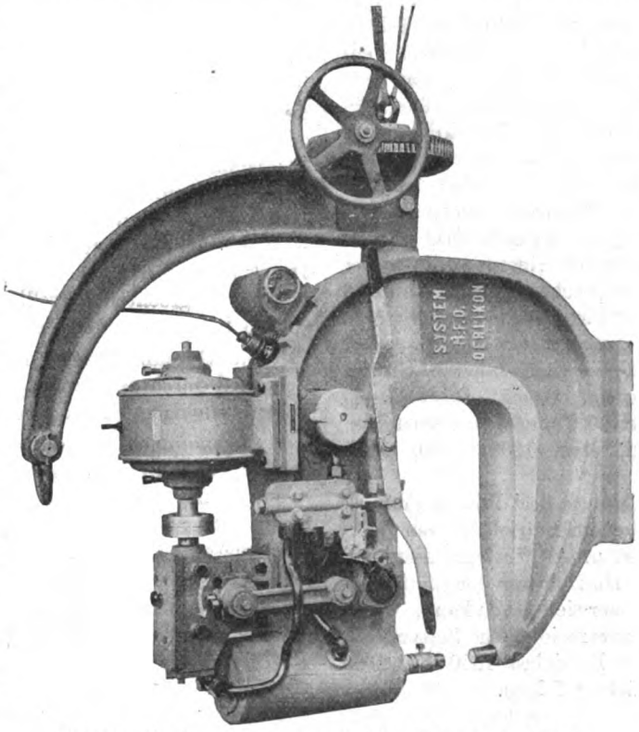


Fig. 99. Z. A.: Die transportabele elektro-hydraulische Nietmaschine.

Der Motor (für Gleichstrom, Ein- oder Mehrphasenstrom) von 4 bis 8 PS Leistung, je nach Größe der Maschine, wird mittels eines am Maschinenständer angebrachten einfachen Schalters angelassen; er arbeitet ohne Drehrichtungswechsel unter Zwischenschaltung eines Schneckengetriebes dauernd auf die in den Preßkopf eingebaute Preßpumpe. Diese ist eine Differential-Kolbenpumpe mit nur zwei Ventilen, die die Druckflüssigkeit für den Preßzylinder aus einem am Maschinenständer in geeigneter Weise angebrachten Reservoir entnimmt. Die Flüssigkeit beschreibt einen durch die eigenartige Anordnung des hydraulischen Teils der Maschine bedingten fortwährenden Kreislauf, so daß nur eine einmalige Füllung erforderlich ist und eine zeitweise Nachfüllung sich lediglich auf den Ersatz der durch Verdunstung und praktisch unvermeidbare Undichtigkeiten entstehenden geringen Flüssigkeitsverluste beschränkt. Die Flüssigkeit ist im übrigen so zusammengesetzt, daß sie selbst bei den niedrigsten praktisch vorkommenden Temperaturen nicht einfriert.

Durch die Steuerung wird der Kreislauf der Druckflüssigkeit geregelt und diese in den Preßzylinder geleitet: für den Arbeitsgang über den Preßkolben, für den Rückgang unter denselben. Die Flüssigkeit kann durch die Steuerung beliebig lange auf den Preßkolben einwirken und zwar mit einem Druck, der sich auf den gewünschten Betrag genau einstellen läßt, so daß ebenso der Schließkopf beliebig lange unter dem maximalen Druck steht, im Gegensatz zu Nietvorrichtungen mit Kniehebelantrieb. Das ist eine der Hauptbedingungen für eine einwandfreie Nietung.

Als wesentlicher Vorteil ist zu betrachten, daß die Einwirkung der Druckflüssigkeit auf den das Nietwerkzeug tragenden Preßkolben direkt, das heißt ohne Zwischenschaltung eines Kniehebels oder dergleichen, erfolgt. Die Bewegungsrichtung des Preßkolbens entspricht der des Steuerhebelgriffes; wird der Griff nach unten gedrückt, so erfolgt die Pressung, bewegt man ihn nach oben, so

hebt sich der Preßkolben, wodurch der Kreislauf der Flüssigkeit auf den Leergang der Maschine selbsttätig eingestellt wird. Der Preßkolben hat beschleunigten Rückgang; je nach der Größe der Maschine beträgt der Kolbenweg 60 bis 100 Millimeter.

Nach beendeter Pressung wird die über dem Preßkolben stehende Flüssigkeit durch die Preßpumpe nach dem luftdicht abgeschlossenen Reservoir verdrängt, von wo sie beim nächsten Preßvorgang wieder durch die Pumpe nach dem Preßzylinder gedrückt wird. Der Luftabschluß wird durch einen eigenartig konstruierten Schwimmer bewirkt und soll es ermöglichen, daß die Maschine zur Ausführung der Nietarbeit in jede Lage gebracht werden kann, die für den einzelnen Fall als die vorteilhafteste erscheint.

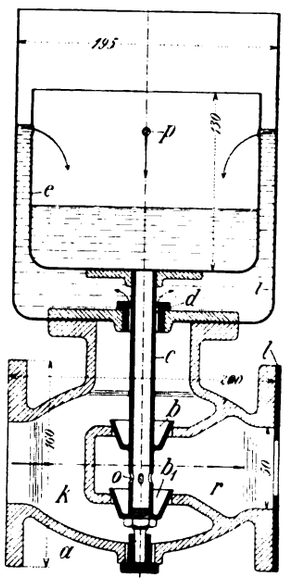


Fig. 100. Z. A.: Flüssigkeitsmengenregler.

Ein am Steuerkasten angebrachtes, federbelastetes Druck-Regulierventil gestattet den Preßdruck jedem für die betreffende Maschine zulässigen Nietschaftdurchmesser entsprechend einzustellen, so daß der für eine bestimmte Nietstärke erforderliche Preßdruck auf der Niete gleichförmig und konstant lastet, auch wenn er längere Zeit wirkt, dabei jedoch nicht überschritten werden kann. Gleichzeitig wirkt dieses Ventil als Sicherheitsventil, das sich beim Überschreiten des gewünschten maximalen Druckes öffnet und die überschüssige Druckflüssigkeit in den Leergang abfließen läßt. Das Regulierventil kann momentan auf einer Skala nach verschiedenen Nietstärken eingestellt werden.

Der Anschluß der Maschine an das Stromnetz erfolgt mittels Steckkontakts unter Benutzung eines Verbindungskabels.

Die elektro-hydraulische Nietmaschine Oerlikon wurde bisher für 40, 50 und 80 Tonnen Druck, entsprechend den maximalen Nietstärken von 23, 26 und 32 mm und für Ausladungen von 500, 750, 1000, 1500, 2000 und 2500 mm ausgeführt. Die Maulweite beträgt bei dem kleinsten Modell 350, bei den anderen Größen 400 oder 450 mm, je nach Ausladung und Druck. Das Gesamtgewicht der vollständigen Maschine für 40 Tonnen Druck ist, den genannten Ausladungen entsprechend, etwa 1200, 1500, 2000, 3000, 4300 bzw. 5600 kg.

Die Maschine ist imstande in der Minute drei Pressungen auszuführen. Das ergibt bei ununterbrochenem Betrieb für den zehnstündigen Arbeitstag 1800 Pressungen, unter der Voraussetzung, daß die Nietung ohne Zeitaufwand für Herrichtung der Nietlöcher, Vorbereitung der Nieten und Kontrolle vor sich gehen kann. Unter Berücksichtigung dieser praktisch unvermeidlichen Zeitverluste können während eines zehnztündigen Betriebes 1000 bis 1200 Pressungen bei 20 bis 23 mm Nietstärke erfolgen.

Flüssigkeitsmengenregler.

Mit Abbildung, Fig. 100.

Zusammenfassung. Beschrieben ist ein Apparat, der dazu dienen soll, aus Leitungen mit schwankendem Wasserdruck, oder aus Behältern mit veränderlichem Wasserstand stets dieselbe, sich in der Zeiteinheit gleichbleibende Wassermenge ablaufen zu lassen. Der Flüssigkeitsmengenregler arbeitet mit einem mit dem Ventil verbundenen, in einem von der Hochdruckseite abgezweigten Behälter befindlichen Schwimmer, und ist dadurch gekennzeichnet, daß das Innere des offenen Schwimmers z. B. durch die hohle Ventilsfange mit der Niederdruckseite des Ventils in dauernder Verbindung steht.

Einen sog. Flüssigkeitsmengenregler, d. h. einen Apparat, der dazu dienen soll, um aus Leitungen mit schwankendem Wasserdruck oder aus Behältern mit veränderlichem Wasserstand stets dieselbe sich in der Zeiteinheit gleichbleibende Wassermenge ablaufen zu lassen, veranschaulicht schematisch Fig. 100. Der Apparat benutzt den Unterschied des Wasserdruckes vor und hinter dem Ventil, um dieses mehr oder weniger zu öffnen. Dieses geschieht dadurch, daß ein mit dem Ventil verbundener, in einem von der Hochdruckseite abgezweigten Behälter befindlicher Schwimmer eine Regelung der ausfließenden Flüssigkeitsmenge herbeiführt.

Das Neue der Konstruktion besteht darin, daß das Innere des offenen Schwimmers mit der Niederdruckseite des Ventils in dauernder Verbindung steht, und daß die Flüssigkeit, die den Schwimmer umgibt, durch einen Überlauf in das Innere des Schwimmers eindringen kann.

Nach Mitteilungen der Hans Reisert G. m. b. H. in Cöln-Braunsfeld befindet sich in dem Gehäuse a das Doppelsitzventil b, b_1, welches auf einer hohlen Spindel c sitzt, die an ihrem oberen Ende einen offenen Schwimmer e trägt. Die Spindel c tritt durch eine sie mit einem gewissen Spielraum umgebende Führung d. Der Schimmer e, welcher mehrere seitliche Löcher p trägt, schwimmt in einem Behälter i.

Das Innere des Schwimmers ist durch das Rohr c und die Öffnungen o, welche sich im unteren Ende des Rohres c befinden, mit dem Raum r verbunden. Das Ventil b, b_1 schließt sich, wenn der Schwimmer sinkt, und öffnet sich, wenn er steigt. Die Platte l stellt eine Drosselvorrichtung dar.

Beim Arbeiten tritt das Wasser in der Pfeilrichtung in den Raum k des Ventilgehäuses a ein. Durch das Eigengewicht des Schwimmers ist das Ventil geschlossen, denn in dem Raum i befindet sich anfangs noch kein Wasser. Ist der Raum k aber mit Flüssigkeit angefüllt, so tritt diese weiter durch den Ringspalt d in den Behälter i und hebt den Schwimmer allmählich an, so daß das Ventil sich zu öffnen beginnt. Das Wasser tritt jetzt durch das Ventil in den Raum r und steigt dann infolge der Drosselung bei l durch die hohle Ventilspindel c in das Innere des Schwimmers e auf, wodurch dieser belastet wird. Bald ist das Wasser in dem Gefäß i so hoch gestiegen, daß es die Öffnungen p erreicht und dann durch diese in das Innere des Schwimmers fließt. In der Höhe dieser Öffnungen verharrt der Wasserspiegel in dem Gefäß i; in dem Schwimmer dagegen kann er nur so weit steigen, als der Druck in dem Raum r ergibt. Dieser Druck stellt sich so ein, daß das Gesamtgewicht des Schwimmers und der Auftrieb sich das Gleichgewicht halten. Die Folge ist somit, daß der Druck in dem Raum r nicht größer sein kann, als der Wassersäule von der wagrechten Mittellinie der Ventile b, b_1 bis zum Wasserspiegel im Schwimmer e entspricht.

Die Durchflußmenge des Wassers innerhalb einer gegebenen Zeit wird durch das Drosselorgan l für einen vor demselben befindlichen beliebigen Druck eingestellt und bleibt dann immer gleich.

Angenommen, es wollte sich der Druck in dem Raum k etwas erhöhen, so würde sofort der Wasserspiegel innerhalb des Schwimmers e etwas steigen und diesen beschweren, so daß er etwas sinken und die Ventile b, b_1 etwas enger stellen würde. Umgekehrt würde durch das Sinken des Druckes in r infolge verminderter Wassergeschwindigkeit wegen Abnahme des Druckes in k sofort eine größere Eröffnung der Ventile b, b_1 eintreten, weil aus dem Schwimmer Wasser ausfließt und diesen erleichtert.

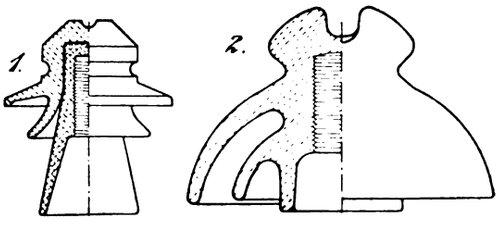


Fig. 101. Z. A.: Untersuchungen über Stromverluste elektrischer Leitungen.

Untersuchungen über Stromverluste elektrischer Leitungen.

Mit Abbildungen, Fig. 101 bis 103.

Wie bekannt, nimmt, so schreibt uns B. Haas in Leipzig, die Möglichkeit der Stromverluste elektrischer Leitungen mit der wechselnden Betriebs- oder Stromspannung zu. Zur Vorbeugung oder tunlichsten Behinderung solcher Stromverluste werden demgemäß die einzelnen Befestigungsstellen und Befestigungsvorrichtungen der

elektrischen Leitungen mit ziemlicher Sorgfalt ausgebildet und verlegt. Vor allem lassen Material und Formgebung beisp. der Porzellanisolatoren für Hochspannung das Bestreben erkennen, den in Frage kommenden Anforderungen tunlichst gerecht zu werden. Prüft man die in den beigefügten Abbildungen, Ffg. 102 u. 103 veranschaulichten Typen von Isolatoren eingehend, so wird man finden, daß beide Arten, die nebenbei bemerkt als einwandfrei gelten, all die Möglichkeiten tunlichst auszuschalten trachten, die bisher be-

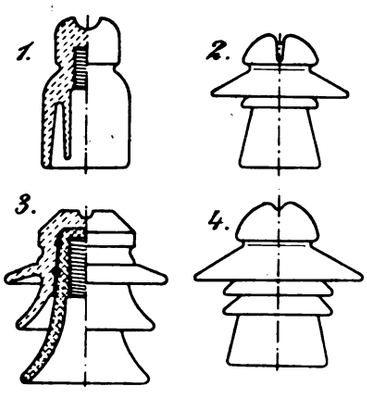


Fig. 102.

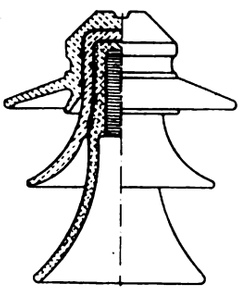


Fig. 103.

Fig. 102 u. 103. Z. A.: Untersuchungen über Stromverluste elektrischer Leitungen.

kannten Stromverlustarten auch nur voraussichtlichen Anlaß zur Entstehung und Entwicklung bieten können.

Erstreckt man diese Untersuchungen vorerst auf die physikalischen Eigenschaften der in Abbildungen, Fig. 102 u. 103 veranschaulichten Isolatortypen, so ist zunächst eine schlechte Wärmeleitungsfähigkeit, eine speckige dichte Bruchfläche, Oberfläche und Struktur, die Unfähigkeit zur Leitung elektrischer Ströme in trockenem wie nicht warmem Zustande zu konstatieren. Weiter findet man einen muscheligen kurzflächigen Bruch und eine große Widerstandsfähigkeit gegen Zug und Druck in nicht warmen Zustande, ja selbst eine ziemliche Widerstandskraft gegen örtlich eng begrenzte Beeinträchtigungen, wie Prellungen oder Schlagwirkungen und zwar wiederum nur im kalten Zustande. Das Material unterstützt hierbei die Widerstandsfähigkeit.

Wird nun die schlechte Wärmeleitungsfähigkeit der Isolatoren für die Beanspruchung als Vorteil ausgelegt, so erweist sich dieser bei schärferer Prüfung doch nur von bedingungsweiser Geltung. Schlechte Wärmeleiter tauschen eben die von ihnen erst nach zähem Widerstande und nur langsam aufgenommene höhere oder tiefere Temperatur mit gleich zähem Widerstande nur langsam gegen abweichende Temperaturen ein. Werden also die Isolatoren von Hochspannungsleitungen tagsüber, beispielsweise durch strahlende Wärme von 25° R. beeinflußt, so erfahren die meisten Flächenteile derselben an sonnenklaren Tagen bereits im Verlaufe des Vormittags eine derartige Erwärmung, daß ihr Berühren Schmerzempfinden verursacht. Die glatte und scheinbar weiße Oberfläche der als schlechte Wärmeleiter bekannten Porzellan-Isolatoren verhütet die vorerwähnte unvorteilhafte Erwärmung der letzteren eben deshalb nicht, weil ihre Oberfläche zur Zurückwerfung von Lichtstrahlen nicht befähigt ist, und weiter, weil ihre Oberfläche aus naheliegenden Gründen nicht gleichmäßig belichtet und erwärmt wird. Dazu kommt, daß die Oberfläche dadurch eine ungleichmäßige Bewegung annimmt und daß sie eine ausgesprochen weiße Farbe überhaupt vermissen läßt. Endlich dient der unterhalb der Oberfläche befindliche Kern gewissermaßen als Akkumulator, der die durch die Oberfläche allmählich aufgenommene Wärme aufspeichert.

Eingeleitet und gefördert wird die allmähliche Erwärmung der Isolatoren durch die in Wärme umgewandelte elektrische Energie der Leitungen, sowie die übermäßige Erwärmung, die die Isolatoren durch die Lichtstrahlen erleiden. Erreicht aber die Erwärmung einen bestimmten Grad, so kann man unmöglich von einer genügenden Isolierungsfähigkeit derart beeinträchtigter Isolatoren sprechen. Da nun ihre Oberfläche und Kernteile bei genügender Erwärmung nicht mehr geeignet sind, der Ausbreitung elektrischer Ströme genügend Widerstand zu leisten, so müssen derart beeinträchtigte trockene Isolatoren auch das Entstehen von Glimm und Büschelentladungen ermöglichen und fördern; diese aber gelten bekanntlich als Vorläufer von Durchschlägen. Diese, wie auch die ersteren können daher von den Luftbläschen, die man bisher als in der Glasur und dem Kern von Isolatoren vorhanden annahm, wohl überhaupt nicht allein herrühren. Denn wäre dies der Fall, so müßte jede genügende Erwärmung von trockenen Isolatoren auch von einer wahrnehmbaren Beeinträchtigung ihrer Oberflächen begleitet sein. Da aber selbst die oben erwähnten hohen Beeinträchtigungen nur selten von wahrnehmbaren Oberflächenzerstörungen begleitet sind, dürfte die Hypothese über Umfang und Wirkungsweise der Luftblasen als nicht erwiesen gelten. Jedenfalls ist die Entstehung jener, nur selten augenfällig wahrnehmbarer Oberflächenzerstörungen mit den durch ungleichmäßige Belichtung und Erwärmung verursachten ungleichmäßigen Bewegungen zutreffender zu erklären.

Aus vorstehenden Erwägungen ergibt sich aber die wichtige Folgerung, daß man, um das Auftreten der vorerwähnten Mängel tunlichst zu verhindern, den Kernteilen der Isolatoren einen möglichst geringen Querschnitt zu geben hat. Weiter ist die glatte Außenfläche tunlichst geschlossen und auch wirklich weiß zu halten, damit sie warme Lichtstrahlen möglichst schlecht aufnehmen. Der Übergang des eigentlichen Kopfteiles in die erste Ausladung wäre besonders sorgfältig zu behandeln, ebenso sollen Außenfläche und Kern nicht speckig sein. Demgemäß würde die obere Ausladung der in den Abbildungen, Fig. 103 u. 102, Skz. 3 ver anschaulichten Isolatoren tunlichst flach, ungefähr wie in der Abbildung, Fig. 102_2 zu halten sein. Die mittleren Ausladungen hätte man einzuziehen, ungefähr wie in Fig. 102, Skz. 2 u. 4, während die Ausladung der unteren Hülse steil, bzw. etwas flach geschweift zu führen sein würde, unter tunlichster Freihaltung des Hülsenraumes. Die in diesen hineinragende Nase der Fig. 102_1 erscheint demnach nicht berechtigt, und an Stelle der zahlreichen und gleichmäßigen Ausladungen dürften weniger, jedoch kräftigere Ausladungen nicht unzweckmäßiger sein.

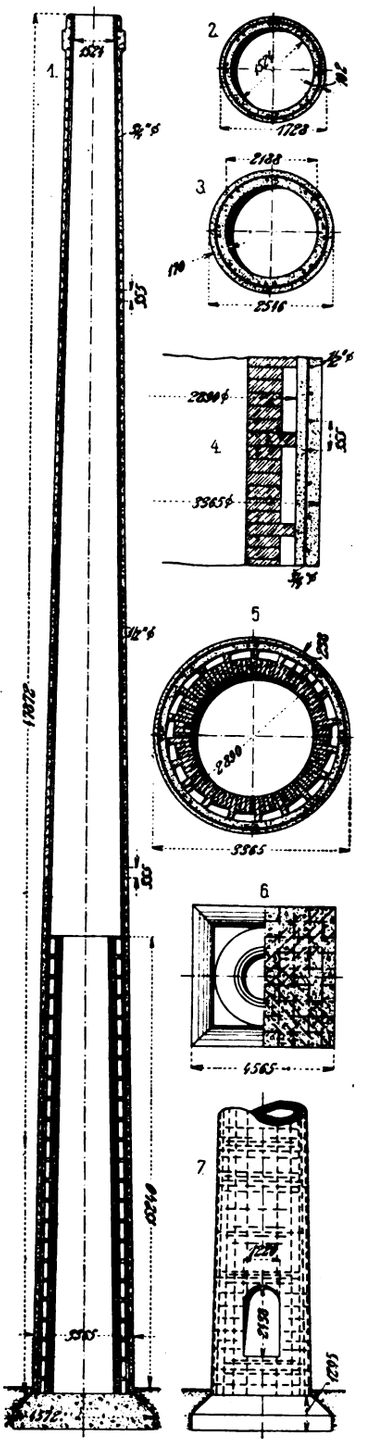


Fig. 104. Z. A.: Eisenbeton-Fabrikschornsteine.

Die in der Fig. 101 veranschaulichte Form widerspricht vorstehenden Anforderungen, weshalb man diesen Typ auch nicht mehr benutzt. Die Form, Fig. 102_3 behindert infolge der Zusammenfügung mehrerer Hülsen die Aufnahme und das Festhalten einer durch warme Lichtstrahlen verursachten Erwärmung zwar weitgehend, aber doch nicht nachhaltig.

Unter Zugrundelegung der oben festgelegten Anforderungen

wäre nun zu untersuchen, bis zu welcher Grenze diese erfüllt werden können, und zwar vorwiegend in technologischer Beziehung.

Die Querschnitte der einzelnen Isolatorkerne hängen von der von Fall zu Fall erforderlichen mechanischen Widerstandsfähigkeit der jeweiligen Isolatoren ab. So dürfte beispielsweise der Kernquerschnitt in Fig. 103 auf Grund vorstehender Erwägung kaum weiter vermindert werden, während der durch Fig. 102_1 veranschaulichte Isolator auch nach Fortfall der in dem Hülsenraum ausgebildeten Nase sehr gut und auch leicht im Querschnitt noch vermindert werden kann, sogar dann, wenn die niedere Spannung der sie beanspruchenden Ströme unberücksichtigt bleibt.

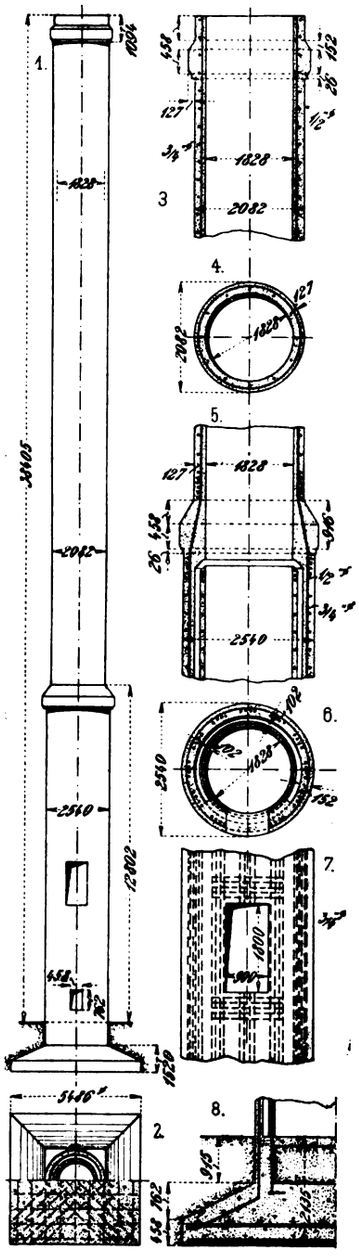


Fig. 105. Z. A.: Eisenbeton-Fabrikschornsteine.

Bisher erfolgte die Material- und Formgebung der einzelnen Isolatortypen auffallenderweise aber nur von dem Standpunkte aus, daß die gefährlichen Eigenschaften der Isolatorstützen, also die nur durch diese geförderten Entladungen, zu berücksichtigen seien. Man suchte sie nicht auch durch sachgemäße Material- wie Formgebung der Stützen zu behindern, sondern nur allein durch die der Isolatoren. Diese zwecklosen und einseitigen Bestrebungen können jedoch den Überschlag, das Übergreifen und Kriechen der elektrischen Ströme zwischen Bundrille und Stütze so lange unmöglich verhindern, als Form und Material der in dieser Hinsicht ungleich empfindlicheren Stützen der Isolatoren nicht so gewählt sind, wie die der Isolatoren.

Noch mehr muß aber dieses Mißverhältnis befremden, wenn die Art und Weise geprüft wird, in der die Verbindung zwischen den empfindlichen Isolatorstützen und den zu ihrer Befestigung dienenden Ständern oder Stangen gewöhnlich erfolgt.

(Fortsetzung folgt.)

Eisenbeton-Fabrikschornsteine.

Mit Abbildungen, Fig. 104 u. 105.

Zusammenfassung. Beschrieben sind zwei amerikanische Schornsteine aus Eisenbeton, von denen der eine mit einem Kern-Schornstein aus demselben Material und der andere mit einem solchen aus radialen Schamotteziegeln ausgerüstet wurde. Die Schornsteinhöhe stellt sich bei der einen Esse, gemessen von Oberkante Essenkopf bis Fundament, auf 38 m, bei der anderen auf 48 m. Die obere lichte Weite ist bei dem höheren Schornstein gleich 1,52 m, bei dem etwas niedrigeren gleich 1,83 m (abger.). Charakteristisch sind die unverhältnismäßig niedrigen Fundamente, deren größte Höhe 1,50 m nicht übersteigt und weiter das Fehlen eines Sockels bei dem höheren Schornstein.

Schon seit Jahren bildet der aus Eisenbeton hergestellte Schornstein gewissermaßen das Ziel aller Eisenbetonbauer. Leider bereitete bisher aber die verschieden große Ausdehnung des Betons und der Eisenversteifungen der Ausführung solcher Schornsteine ziemlich bedeutende Schwierigkeiten. Reine Betonschornsteine sind allerdings schon mehrfach und auch schon vor längeren Jahren ausgeführt worden, aber die Essen haben bisher immer nur zu Reklamationen Veranlassung gegeben, außerdem waren sie nicht etwa billiger als normale Schornsteine aus Radialziegeln, im Gegenteil.

Durch Fig. 104 und 105 werden nun zwei Fabrikschornsteine aus Eisenbeton veranschaulicht, bei denen vor allen Dingen der Hauptfehler dieser Schornsteinart beseitigt wurde, bei dem einen durch Einbau eines aus Radialziegeln bestehenden Kernschornsteines, beim anderen durch eine frei in der Mantelesse stehende Kernesse. Zwischen dem Mantelschornstein und der Kernesse ist bei beiden Ausführungen ein Luftraum belassen; dieser beträgt bei der Esse (Fig. 105) an der schwächsten Stelle 4 Zoll.

Das Zusammenwirken zwischen dem Mantelschornstein und dem Kern in Fig. 105 hat man sich in der Weise zu denken, daß die Kernesse den Mantelschornstein vor der Einwirkung der heißen Gase schützt, während umgekehrt die Mantelesse den Kern vor der abkühlenden Wirkung der atmosphärischen Luft, desgleichen gegen die Einflüsse von Regen und Schnee behütet.

Die Kernesse kann sich infolgedessen nach jeder Erwärmung langsam wieder abkühlen, sie kann daher auch nicht reißen. Ebenso bleiben die biegenden Einflüsse, die bei jeder dem Winde ausgesetzten Esse vorhanden sind, auf den Kern ohne Einfluß, sie werden eben vom Mantelschornstein vollständig aufgenommen.

Als Verstärkung für die Umfassungswände wurden Vertikalen aus Stahl von $^3/_4$ Zoll Durchmesser benutzt; diese werden in gewissen Abständen, durch horizontale Ringe aus $^5/_8$ zölligen Rundstäben zusammengehalten. Naturgemäß sind dabei, wie üblich, Drahtschlösser zur besseren Verbindung der Vertikalen und Ringe zur Anwendung gekommen.

Die Höhe des Schornsteins (Fig. 105) stellt sich auf 125 Fuß, und errichtet wurde er von der Weber Chimney Company in Chicago (Illinois).

Der zweite Schornstein (Fig. 104) ist von der Firma A. Davis & Son, Ltd. in Kingston (Ontario) erbaut worden und besitzt, von der oberen Kante des Fundamentes aus gemessen, eine Höhe von 150 Fuß. Charakteristisch ist für ihn das Fehlen jedes Sockels. Von der 15'e. im Quadrat haltenden und 4 Fuß 3 Zoll hohen Fundamentplatte erhebt sich der kreisrunde Schaft bis zur Höhe von 150 Fuß. Wenige Fuß über der Platte ist in dem Mantel eine Öffnung von 8 × 4 Fuß eingeschnitten, an welche der Fuchs angeschlossen ist. Der größte Außendurchmesser der Esse an der Basis beträgt 11 Fuß $1^1/_2$ Zoll und die größte Dicke der Wände $9^3/_8$ Zoll, die geringste Stärke am Kopf der Esse stellt sich auf 4 Zoll.

Die unteren 50 Fuß des Schornsteins sind, wie schon mitgeteilt, mit Schamottesteinen ausgeführt.

Die vertikale Versteifung des Schornsteins wird durch Stahlstäbe von $1^1/_2 \times 3{,}16$ Zoll erreicht, die so verteilt sind, daß sie dem verschieden großen Winddruck voll Rechnung tragen. Man hat zu dem Zwecke die ganze Esse der Höhe nach in fünf Abschnitte zerlegt und eine von Abschnitt zu Abschnitt sich ändernde Stangenzahl zur Anwendung gebracht. Die Verteilung der Stangen ist folgende:

(Unterster) Ring I: 40 Stangen je 6 Zoll lang,
„ II: 32 „ „ 21 Fuß lang
„ III: 24 „ „ 28 „ „
„ IV: 16 „ „ 35 „ „
(Oberster) Ring V: 8 „ „ 56 „ „

Die wagrechten Verstärkungen bestehen aus Rundstahlringen von $^1/_2$" Dicke, die in 14 Zoll Abstand von einander verlegt sind und die Vertikalen, da sie diese außen umgreifen, gleichzeitig vor dem Auseinandergeben sichern.

Der Schornstein, Fig. 105 hat wie erwähnt eine Länge von 125 Fuß und 6 Fuß lichte Weite an der Mündung. Er steht auf einer durch Einlagen verstärkten Fundamentplatte von 18 Fuß Grundfläche und besitzt in seinem Unterteile eine Mantelstärke von 6 Zoll. Die Verteilung der Vertikalen ist bei ihm die folgende: (vgl. „Iron Age".).

(Unterster) Ring I: 60 Stangen je 20 Fuß lang.
„ II: 48 „ „ 23 „ „
„ III: 36 „ „ 25 „ „
„ IV: 24 „ „ 25 „ „
(Oberster) Ring V: 12 „ „ 40 „ „

Man kann also auch hier die Beobachtung machen, daß Stangenzahl und Länge nach der Mündung zu abnehmen, dem „statischen Gefühl", wenn man so sagen darf, also voll Rechnung getragen ist.

Ch.

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

46. Jahrgang. Nr. 29. Begründet von W. H. Uhland. 17. Juli 1913.

Allgemeiner Teil mit Berechnungen etc. (14 Tages-Ausgabe).

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Registrierender Belastungsanzeiger.

Mit Abbildungen, Fig. 106 bis 109.

Zusammenfassung. Beschrieben ist ein Apparat, der die bei einer Kraftmaschine beliebiger Bauart auftretenden Belastungen ununterbrochen und mit absoluter Genauigkeit registriert und dementsprechend für alle, die Belastungsversuche an derartigen Maschinen ausführen müssen, unentbehrlich ist.

Gewissermaßen als Ergänzung des Berichtes über den Maihak-Indikator mit dem Böttcherschen Leistungszähler in Heft 13 geben wir nachstehend noch die Beschreibung eines von der Maihak-A.-G. ausgeführten Registrierenden Belastungs-Anzeigers.

In vielen Fällen nämlich will man gar nicht das genaue Resultat des Leistungszählers haben, sondern nur ein Bild von den Belastungs-Verhältnissen einer Maschine bekommen. Dieses Bild soll dann allerdings ein möglichst umfassendes sein, und um dasselbe zu entwerfen, ist der zweite Apparat, der registrierende Belastungsanzeiger gebaut worden.

Derselbe beruht auf der Tatsache, daß die Regulatorstellung einer Maschine dem jeweiligen Belastungszustand entspricht; in der tiefsten Stellung liegt Vollbelastung vor, der höchsten Stellung entspricht der Leerlauf der Anlage. Bei Maschinen ohne besonderen Regulator, z. B. den Schiffsmaschinen, Lokomotiven usw. würde die Kulissenstellung ein Bild des Belastungszustandes geben.

So einfach nun auch der Grundgedanke an sich ist, so stellten sich der Ausführung doch erhebliche Schwierigkeiten entgegen, es waren nämlich die Schwingungen um die jeweilige Mittellage, die durch die Rückwirkung der Steuerung bedingt sind, von dem Schreibstift des Apparates fernzuhalten. Erst nach längeren Studien fand man eine brauchbare Lösung in der Kombination eines Massenpendels mit besonders eingestellten Federn. In Fig. 106 ist c ein Massenpendel, welches derart aufgehängt ist, daß es in indifferentem Gleichgewicht schwingt. Zwei Aufhängefedern b verbinden das Pendel mit dem Antriebshebel a, welcher direkt mit der Regulatorhülse in Verbindung steht; die Federn sind so eingestellt, daß sie das Gewicht des Pendels vollständig aufnehmen; dadurch wird denn auch die Zapfenreibung dieses Pendels aufgehoben.

Um Resonanzerscheinungen zwischen dem Antriebshebel und dem Pendel, die sehr störend wirken würden, aufheben zu können, hat man den unteren Aufhängepunkt der Federn radial gegen die Pendelachse verstellbar gemacht. Falls jedoch an einer Maschine keine Schwingungen um die momentane Mittellage des Pendels zu befürchten sind (Koulissen der Schiffsmaschinen und Lokomotiven), können Massenpendel und Federn herausgenommen und durch ein einfaches Gelenkparallelogramm von geringer Masse ersetzt werden. Die jeweilige Stellung des Pendels, welche bei vorhandenen Schwingungen genau der betreffenden Mittellage der Regulatorhülse, im übrigen genau der momentanen Stellung der Hülse, entspricht, wird durch einen Schreibstift auf eine Trommel übertragen, welche entweder mit zwölf- oder vierundzwanzigstündigem Umlauf ausgeführt wird.

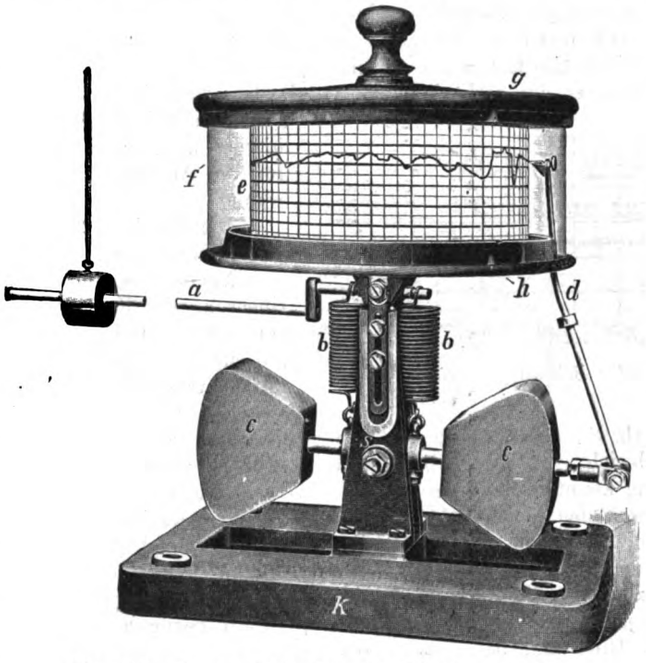


Fig. 106. Z. A.: Registrierender Belastungsanzeiger.

Die praktische Bedeutung des Apparates läßt sich wie folgt zeigen:

Der Apparat zeichnet die Belastungskurve einer Maschine durchlaufend auf, einerlei ob Dampfmaschine, Dampfturbine, Verbrennungsmaschine, Wasserturbine u. dergl., er gibt daher ein vollkommenes Bild der Belastungs-Schwankungen, der Leistungsreserve sowie der Beanspruchung der Maschine kurz vor Beginn und kurz nach Schluß von Arbeitspausen; ferner registriert der Apparat jede vorkommende Betriebsstörung und deren Dauer; für Garantie-Versuche, für welche die Vereinsnormen eine gleichbleibende Belastung vorschreiben, ermöglicht der Apparat, den Beweis zu erbringen, daß während eines Versuches tatsächlich die Belastung konstant war, wodurch er zu einem unentbehrlichen Hilfsmittel für solche Garantieversuche wird.

In den Fig. 107 bis 109 sind Diagramme wiedergegeben, welche von einer Dampfmaschine, einer Dampfturbine und einer Dieselmaschine herrühren; die obere Grenzlinie entspricht der Vollast, die untere Grenzlinie dem Leerlauf. In nicht geahnter Klarheit geben die Diagramme darüber Aufschluß, wie der vorliegende Belastungszustand der Maschine beurteilt werden muß.

Über die wichtige Frage der vorhandenen Leistungsreserve gibt die Fläche zwischen Belastungskurve und Vollast Aufschluß. Wird ein Maschinenjournal durch Diagramme der vorliegenden Art ergänzt, so erhält der Betriebsleiter ein Bild von dem Zustand seiner Betriebsmaschine, wie er es angesichts des heutzutage so schweren Wettkampfes auf wirtschaftlichem Gebiet wird mit Freuden begrüßen können. Allen denen, welche vor der Aufgabe stehen, Garantieversuche ausführen zu müssen, wird mit dem registrierenden Belastungsanzeiger ein Apparat an die Hand gegeben, der als scharfer Hüter über die Konstanz der Belastung wacht und damit die Durchführung des Versuches wesentlich erleichtert und unterstützt.

Nicht unerwähnt soll hier bleiben, daß der Apparat die Vollkommenheit, die er heute besitzt, zu einem guten Teile der Firma Maihak verdankt.

Es ist schließlich die Frage aufzuwerfen, ob der Apparat nicht zweckmäßig mit registrierendem Manometer für die Admissionsspannung und registrierendem Vakuummeter für die Kondensatorspannung auszurüsten sein würde. Für manche Zwecke wäre diese Ergänzung allerdings vorzuziehen, im allgemeinen ist sie aber überflüssig, weil der Vergleich der verschiedenen Tagesdiagramme miteinander sofort auf die Ursachen führt, welche die angezeigte tiefe Regulatorstellung herbeigeführt haben.

Die Bromberger Schnitzelpressen.

Mit Zeichnungen auf Tafel 31, Fig. 1 bis 8 u. 11 bis 13.

Zusammenfassung. Beschrieben und begutachtet wird die sog. Bromberger Schnitzelpresse, gekennzeichnet durch eine eigenartig gestaltete Spindel, sowie interessante Stellvorrichtungen, die unter dem Namen Exakt-Konusverstellung in die Praxis eingeführt worden sind. Mittel zum Stellen sind einmal die zentrisch angeordnete Schraubenlinie, das andere Mal Handrad und Schnecke.

In der letzten Zeit haben die Leistungen der sog. „Bromberger Schnitzelpressen“ wiederholt die Aufmerksamkeit der interessierten Kreise auf sich gelenkt, so daß es sich wohl lohnen sollte, auf die Presse an dieser Stelle näher einzugehen.

Diese Vorteile, welche aus dem Verhältnis der Höhe der Trockensubstanz der ausgelaugten Schnitzel sich ergeben, kennt jeder Besitzer einer Schnitzeltrocknung, er weiß sie auch in Form der dadurch erzielten Ersparnisse am besten zu schätzen.

Die Fabrikanten von Schnitzelpressen haben in den letzten Jahren sich die erdenklichste Mühe gegeben, fortwährend Änderungen vorgenommen und neue Konstruktionen geschaffen, die es ermöglichen sollten, die Abpressung der Schnitzel so hoch wie möglich zu treiben; aber alle diese Versuche scheiterten, entweder an den zu großen Pülpeverlusten, oder an dem großen Kraftverbrauch oder an zu geringer Leistung. — Gestützt auf ihre Erfahrung auf dem Gebiet des Schnitzelpressenbaues konstruierte die Bromberger Maschinenbau-Anstalt in diesem Jahre für das in der Zuckerindustrie fast allgemein eingeführte Modell mit 800 mm Durchmesser des Siebzylinders (a),

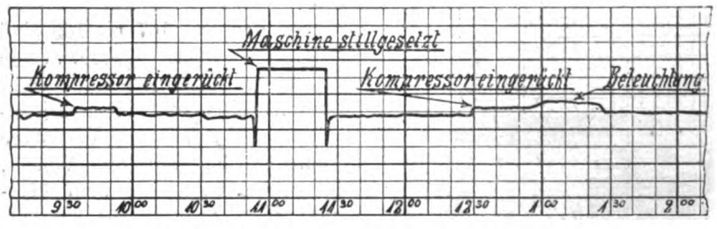


Fig. 107. Z. A.: Registrierender Belastungsanzeiger.

eine Spindel mit Schneckengängen (b, c), deren Anordnung von der bisher gepflogenen gänzlich abwich (vgl. Fig. 3 bis 5 und 11 bis 13). Infolge dieser Anordnung konnten allerdings die Aufhalter d nicht mehr als Sehnen durch den Siebzylinder geführt werden, da sie sonst ihren Zweck, die Schnitzel an der rotierenden Bewegung zu hindern, nicht mehr ganz entsprochen haben würden. Man versuchte vielmehr zunächst die Aufhalter radial anzubringen; die Idee war an sich ja als eine glückliche zu bezeichnen, aber es machte sich der Übelstand bemerkbar, daß die Schnitzel zerrissen und infolgedessen der Pülpeverlust etwas gesteigert wurde. Erst dadurch, daß man jedem Aufhalter einen Querschnitt gab, der an den Aufhalterstellen, eine, wenn auch nur geringe Rotationsbewegung der Schnitzel zuläßt (Fig. 3), wurde die Aufgabe zur Zufriedenheit gelöst.

Weiter ist es eine bekannte Tatsache, daß die Abpressung der Schnitzel stets nur bei einer bestimmten Temperatur mit Vorteil geschehen wird. Diese geeignete Temperatur zu finden und zu erreichen ist bei den so verschiedenen Arbeitsmethoden in den Zuckerfabriken gar nicht so einfach. Die Bromberger Maschinenbau-Anstalt versuchte es die Schnitzel in den Pressen durch Einführung von Dampf oder heißer Luft (wo solche zur Verfügung stand) auf die den Verhältnissen angepaßte Temperatur zu bringen. Der Versuch gelang. Dabei konnte die Einführung der Heizgase wohl nicht besser erfolgen als durch radial angebrachte Aufhalter d. Jedoch sollte daneben der gut durchdachten Zuführung der Heizgase aber wohl ebenfalls ein gutes Teil der Erfolge beizumessen sein.

Zugleich mit der vorerwähnten Rekonstruktion der wichtigsten Teile der Schnitzelpresse beseitigte die eingangs genannte Firma, den schon lange lästig empfundenen Übelstand der umständlichen und außerdem noch ungenauen Einstellung des unteren Verschlußstückes. Da man nämlich fortgesetzt Rüben zu verarbeiten hat, die in der Struktur verschieden sind, so ist es unerläßlich, die Austrittsöffnung für die abgepraßten Schnitzel zweckentsprechend einstellen zu können. Die bisher gebräuchlichen Konstruktionen, wie: Stehbolzen mit Gewinde und Muttern, zum Heben oder Senken des Mundstückes, zwangen immer dazu, einen geübten und gewissenhaften Arbeiter, meist sogar einen Handwerker mit dieser Arbeit zu betrauen, da es, wie man zu sagen pflegt, lediglich Gefühlssache ist, alle Bolzen gleichmäßig einzustellen.

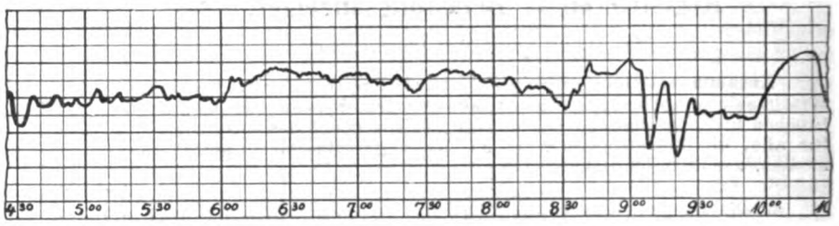


Fig. 108. Z. A.: Registrierender Belastungsanzeiger.

Durch Benutzung einer zentrisch angeordneten Schraubenlinie, auf welcher das auf der unteren Seite genau so ausgebildete Verschlußstück ruht, ist es bei der Bromberger Konstruktion jedoch ein leichtes, die Lage des Mundstückes durch einfaches Drehen zu verändern, und zwar infolge der zentralen Führung auf allen Seiten gleichmäßig. Ein Klemmen und Würgen ist hierbei ausgeschlossen; mit Rücksicht auf die Wirkung wurde für die Ausführung der Name „Exakt-Konusverstellung“ gewählt.

Die Fig. 1 u. 2 zeigen eine derartige Verschlußkonstruktion in verengter und erweiterter Stellung.

Nicht genug mit diesen Verbesserungen, ist auch der Verringerung des Kraftverbrauches nach Möglichkeit Rechnung getragen und durch Einbau von Kugeldrucklagern der Kraftbedarf auf ein Mindestmaß beschränkt worden. — Die Anwendung der im Vorstehenden beschriebenen Ausführung auf andere Pressensysteme und Größen soll wie wir hören übrigens ebenfalls bereits über das Versuchsstadium hinweg sein.

Eine zweite, nicht minder brauchbare Konusverstellung zeigen die Fig. 11 bis 13. Eine Erklärung derselben ist mit Rücksicht auf das oben gesagte nicht erforderlich. Die Verstellung erfolgt hier durch Handrad und Schneckengetriebe, während sie bei der Konstruktion Fig. 1 und 2 mittels zentrisch angeordneter Schraubenlinie vor sich geht.

Mit bezug auf die Disposition Fig. 3 u. 4 sei noch nachgetragen, daß der Antrieb der Presse mit n = 60 i. d. Min. von der Antriebswelle aus erfolgt. Von dieser überträgt sich die Bewegung durch Stirnräder mit dem Übersetzungsverhältnis:

$$Z = 14 : Z = 85 \text{ bei } X = 15 \cdot \pi$$

auf die Zwischenwelle. Von dieser wird sie durch einen Kegelradsatz mit dem Verhältnis:

$$Z = 16 : Z = 46, \text{ bei } X = 24 \cdot \pi$$

an die Spindel der Schnitzelpresse weitergegeben. Die Zwischenwelle macht unter dem Einfluß der Übersetzung ins Langsame i. d. Min. 9,8 Umläufe, die Preßspindel deren sogar nur 3,3. B. M.

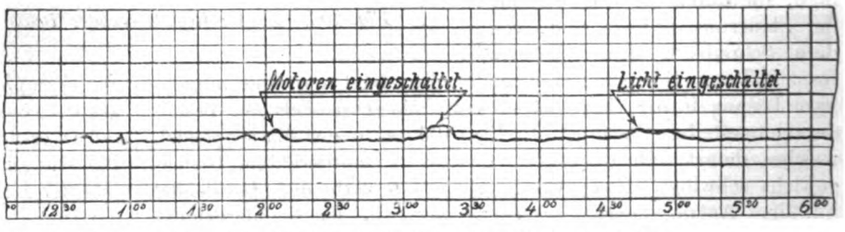


Fig. 109. Z. A.: Registrierender Belastungsanzeiger.

Berechnung der Spannkräfte einiger einfacher, verspannter Fachwerkträger und vollwandiger Träger.

Von **Franz Röpke** in **Hamburg.**

Zur genauen Ermittlung der Spannkräfte verspannter Fachwerkträger und vollwandiger Träger muß die Lehre von der kleinsten Formänderungsarbeit herangezogen werden.

Wenngleich auch in vielen einfachen, praktischen Fällen eine genauere Ermittlung der Spannkräfte nicht immer unbedingt nötig ist, und die Benutzung einfacherer Näherungsformeln genügt, so ist es doch von großer Wichtigkeit, wenn der ausübende Techniker weiß, welchen Einfluß die Vernachlässigung einiger Faktoren der genaueren Formeln auf den Spannungszustand ausübt. Aus diesem Grunde wird es gewiß manchem Anfänger, der bisher noch keine Gelegenheit hatte, sich eingehender mit der kleinsten Formänderungsarbeit zu befassen, erwünscht sein, wenn an dieser Stelle die Grundformeln für dieses Verfahren kurz erläutert und an einigen einfachen Beispielen nach diesem Rechnungsverfahren behandelt werden.

Die verspannten Fachwerk- und vollwandigen Träger gehören zu jenen Konstruktionen, welche zwar äußerlich statisch bestimmt, aber innerlich statisch unbestimmt sind, so daß zur genaueren Berechnung der Spannkräfte die einfachen Gesetze der Statik nicht mehr genügen.

Die Lehre von der kleinsten Formänderungsarbeit geht nun davon aus, daß die Summe der Arbeit der äußeren Kräfte entgegengesetzt gleich sein muß der Summe der Arbeit der inneren Kräfte.

Bezeichnet man die Einzelkräfte oder Lasten, welche auf den Körper wirken, allgemein mit P, und die Verschiebungen der Angriffspunkte der äußeren Kräfte, in der Richtung der Kraftwirkung gemessen mit δ, so ist die geleistete Arbeit $= \Sigma (P \cdot \delta)$. Das Produkt $(P \cdot \delta)$ kann hierbei als diejenige mechanische Arbeit aufgefaßt werden, welche die Kraft P verrichtet, wenn der Angriffspunkt der Kraft P sich um die Strecke δ, in der Richtung der Kraftwirkung gemessen, verschiebt, wobei nur vorausgesetzt ist, daß die Verschiebung verhältnismäßig gering und überhaupt möglich ist.

Erfolgt die Verschiebung im gleichen Sinne der Kraftwirkung, dann wird die Arbeit als eine positive Arbeit bezeichnet und die Verschiebung δ mit dem (+)Zeichen in die Rechnung eingeführt; ist hingegen die Verschiebung δ der Kraftrichtung entgegengesetzt gerichtet, dann erhält die Verschiebung δ das (—)Zeichen, die verrichtete Arbeit ist dann eine negative Arbeit.

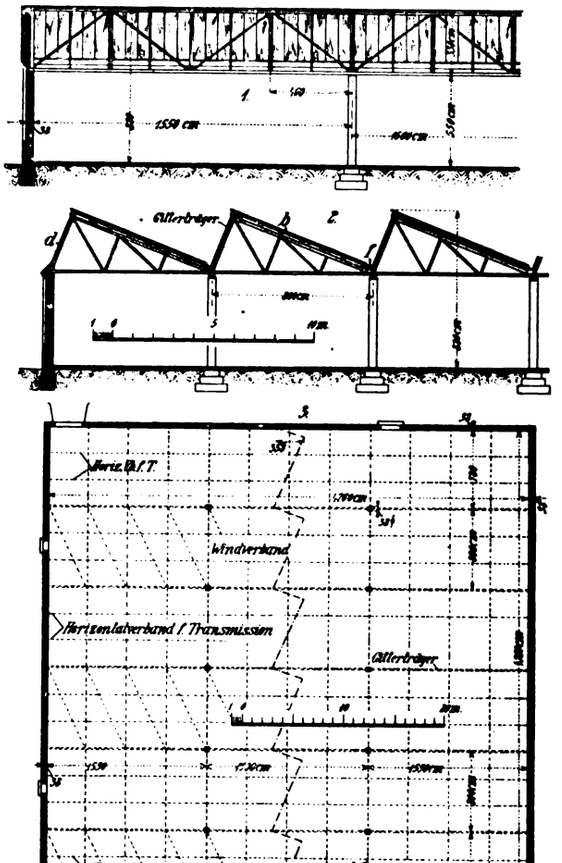


Fig. 110. Z. A.: Freitragende Sheddächer.

Dasselbe gilt von den Auflagerkräften, welche ja auch äußere Kräfte sind, jedoch sollen diese im Gegensatz zu den Lasten P mit C bezeichnet werden und deren Verschiebungen mit Δc. Die Arbeit dieser Auflagerkräfte ist dann, wenn sich die Auflager bei der Belastung um Δc verschieben $= \Sigma (C \cdot \Delta c)$.

Die Spannkräfte der Konstruktionsteile bezeichnen wir mit S und die Längenänderungen der einzelnen Stäbe mit Δs, so daß die innere Arbeit $= \Sigma (S \cdot \Delta s)$ wird.

Bringt man Vorstehendes in Form einer Gleichung zum Ausdruck, dann lautet diese Grundformel:

$$\underbrace{\Sigma (P \cdot \delta) + \Sigma (C \cdot \Delta c)}_{\text{Summe der Arbeit der äußeren Kräfte.}} = \underbrace{\Sigma (S \cdot \Delta s)}_{\text{Summe der Arbeit der inneren Kräfte.}} \quad \ldots \quad \text{I.}$$

Man nennt diese Gleichung die Arbeitsgleichung des Fachwerks.

Die Spannkräfte S und Auflagerkräfte C lassen sich nun als eine geradlinige Funktion der statisch unbestimmten Größen X auffassen, indem man schreibt:

$$S = S_0 + S'X' + S''X'' + \ldots \quad \text{IIa}$$

$$C = C_0 + C'X' + C''X'' + \ldots \quad \text{IIb}$$

Hierin ist S_0 die Spannkraft eines Stabes und C_0 der Widerstand eines Auflagers, wenn nur die Lasten P auf das Fachwerk einwirken und alle statisch unbestimmbaren Größen $X' X'' \ldots = 0$ sind; hingegen bedeuten $S' S'' \ldots$ die Spannkräfte und $C' C'' \ldots$ die Auflagerwiderstände, wenn alle Lasten $P = 0$ sind und bezw. nur die Unbekannten $X' = 1$; $X'' = 1 \ldots$ nach einander je für sich allein, auf den Körper wirken.

Ergibt also z. B. die Ausrechnung der Unbekannten X' den Wert 2,8, dann ist die durch X' entstandene Spannkraft in irgend einem Stabe $= 2{,}8 \cdot S'$, wenn S' die Spannkraft des betrachteten Stabes für $X' = 1$ ist; und da bei der Belastung P, ohne Einwirkung der Unbekannten X', die Spannkraft in dem Stabe $= S_0$ war, so wird diese Spannkraft bei gleichzeitiger Einwirkung von $S'X'$ um $2{,}8 \cdot S'$ vermehrt, so daß die daraus resultierende, wirkliche Spannkraft:

$$S = S_0 + 2{,}8\, S'$$

wird.

Dasselbe gilt in entsprechender Weise auch für die Auflagerwiderstände C.

Setzt man nun die Werte aus den Gleichungen IIa IIb für S und C in die Gleichung I ein, so geht diese über in:

$$\Sigma (P \cdot \delta) + \Sigma [(C_0 + C'X' + C''X'' + \cdots) \cdot \Delta c] = \Sigma [(S_0 + S'X' + S''X'' + \cdots) \cdot \Delta s] \quad \ldots \quad \text{III}$$

sie gilt für beliebige Lasten P und statisch unbestimmbare Größen X; man kann deshalb auch $P = 0$; $X = 1$; $X'' = 0 \cdots$ setzen und damit erhält man:

$$\Sigma (C' \Delta c) = \Sigma (S \Delta s) \quad \ldots \quad \text{IVa}$$

mit $X'' = 1$ und allen übrigen Lasten und Unbekannten $= 0$ wird:

$$\Sigma (C'' \Delta c) = \Sigma (S'' \Delta s) \quad \ldots \quad \text{IVb}$$

Diese Gleichungen nennt man die virtuellen (d. h. gedachten; begrifflich möglichen, aber nicht wirksamen) Arbeitsgleichungen des Fachwerks für die Belastungszustände $X' = 1$; $S'' = 1 \cdots$; sie ermöglichen die Berechnung der statisch unbestimmbaren Größen X, wenn man sie auf einen gedachten Belastungszustand $X' = 1$; $X'' = 1 \ldots$ und auf den wirklichen Verschiebungszustand anwendet. (Fortsetzung folgt.)

Schlagmaschine für Töpfertone.

Mit Zeichnungen auf Tafel 31, Fig. 9 u. 10 und 14 bis 18.

Zusammenfassung. Es ist eine Schlagmaschine für sog. Töpfertone beschrieben, bei der ein oder zwei Schläger- bezl. Messerwellen zwischen entsprechenden Schlagleisten arbeiten. Ein Abstreicher verhindert das Mitschleppen des schon bearbeiteten Materials, ebenso ist eine Sicherheitskupplung vorgesehen, die das Abbrechen der Messer usw. selbsttätig verhindert, indem sie das Schlagsystem in solchem Falle stillsetzt.

Die Aufbereitung, welche die sog. Töpfertone, wie man sie zur Herstellung von Röhren, Trögen, Pfannen, überhaupt zu Töpferwaren benutzt, erfahren müssen, ehe sie brauchbar sind, erfordert eine ganze Anzahl Maschinen. Unter diesen ist wohl die durch

die Zeichnungen auf Tafel 31, Fig. 9 u. 10 und 14 bis 18 die beachtenswerteste.

Man verwendet sie in zwei Ausführungen: mit einer Messerwelle und mit zwei Messerwellen. Eine Maschine der ersten Art ist in Fig. 17 und 18 und eine solche der zweiten Art in Fig. 9, 10 und 14 wiedergegeben. Perspektivisch dargestellt, gewährt die Maschine mit einer Welle das Bild, Fig. 15.

Wie man sieht, zerfällt die Schlagmaschine mit einer Messerwelle in das rechteckige Gußgehäuse mit den Lagern für die Welle, die Messerwelle und das Antriebsgehäuse. Die Messerwelle trägt ein System von ?-förmigen Schlagarmen, sog. Messern, aus Stahl, die dicht nebeneinander auf der Welle festgemacht sind. Zwischen diese Messer greifen Roststäbe e f, die in der einen Längswand des Troges ihren Halt finden und auf zwei Längen eingestellt werden, d. h. so, daß die eine Stabreihe weiter in den Trog und damit auch zwischen die Schläger hineinreicht als die andere. Mittels Schrauben lassen sich die Stäbe e f „auf Länge" ein- und in ihrer jeweiligen Lage dann auch feststellen.

Die Wirkungsweise der Maschine basiert darauf, daß die Messer bei ihrem Kreisen das ihnen überantwortete Gut erfassen, auf die Stäbe schlagen und damit zerteilen. Das entstandene Produkt sind Stücke von der Breite der Stäbe und etwas geringerer Stärke.

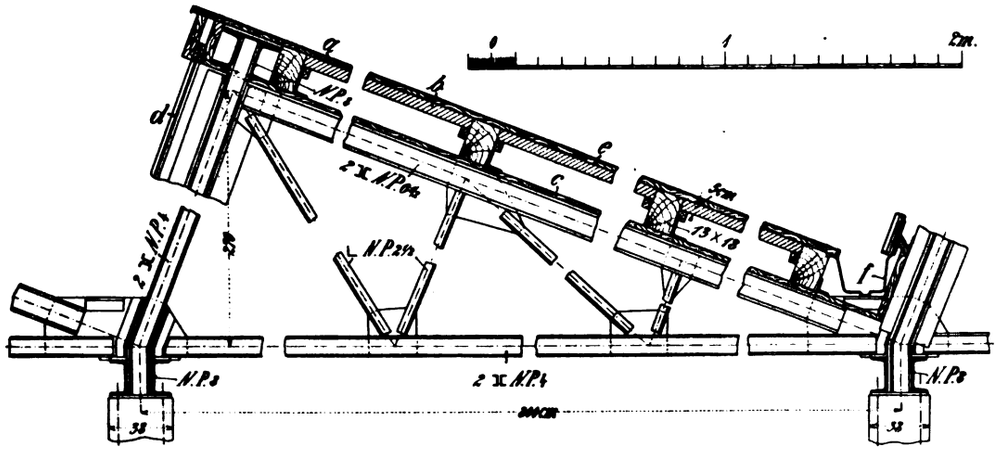


Fig. 111. Z. A.: Freitragende Sheddächer.

Auf der entgegengesetzten Seite der Stäbe e f ist in den Trog dann eine Art Kamm eingebaut, der das den Messern d anhaftende Gut abstreift; seine Zahnlücken sind gerade so breit gemacht, daß die Messer zwischen ihnen hindurchgehen können.

Gelangt einmal ein Stein oder sonst ein harter Gegenstand mit in den Trog, der von den Messern nicht zerkleinert werden kann, so stellt sich die Maschine sofort selbsttätig still. Es kommt dann die aus Fig. 14 ersichtliche Sicherheits-Scheibenkuppelung g zur Wirkung. Diese wird durch die zur Scheibe erweiterte Antriebsscheibe und eine Kuppelscheibe gebildet. Die Antriebsscheibe sitzt hier lose auf der Antriebswelle und hängt mit der Kuppelscheibe durch eine Anzahl Kupferniete zusammen. Die Kuppelscheibe ist auf der Antriebswelle festgekeilt und überträgt daher die empfangene Bewegung durch die Pfeilräder auf die Messerwelle.

Kann einmal ein Körper das Schlagsystem nicht passieren, so brechen die Kupfernieten einfach ab und das Messersystem kommt zum Stillstand. — Es hat sich hierbei übrigens in der Praxis gezeigt, daß statt der vier gezeichneten Nieten sogar ein einziger größerer Niet angewendet werden kann.

Die Schlagmaschine mit zwei Armsystemen nach Fig. 9, 10 und 14 unterscheidet sich von der mit einem nur durch die zwei Schlägerwellen und den Antrieb für die zweite Schlägerwelle, sowie die größere Leistung. Diese beträgt nach „Portef. économ. des mach." bis zu 50 cbm per Arbeitstag.

Beide Maschinen sind Konstruktionen der Firma Lobinet Druge in Aix-en-Provence (Frankreich) und sollen sich praktisch schon bewährt haben.

Freitragende Sheddächer.

Von **J. R. Jexler**, Ingenieur.

Mit Abbildungen, Fig. 110 u. 111.

Zusammenfassung. Der Verfasser stellt zunächst Vergleiche an über sachgemäße Ausführung von Sheddächern und gibt im Anschluß daran die Zeichnung eines solchen zugleich mit einer kurzen erklärenden Beschreibung.

Zu den Dachformen, die für die Überdeckung großer Werkstatträume am besten zu brauchen sind, gehört das Sägedach, der sog. Shed. Seine ausschlaggebenden Vorteile sind: gute Belichtung der überdeckten Hallen, leichte Entwässerung der Dachflächen, Vermeidung aller Dichtungsstellen zwischen Dachdeckung und Oberlichtern und günstige Lüftungsverhältnisse.

Da die steilen, die Oberlichter bildenden Shedflächen ausschließlich nach Norden gerichtet werden, kann direktes Sonnenlicht nicht in die Arbeitssäle treten, was die Sägedächer speziell für die Textilindustrie wertvoll macht. Ferner vermindert die beinahe senkrechte Anordnung der Shedfenster das Absetzen von Ruß und Staub an den Scheiben, was für gewisse Betriebe sehr vorteilhaft ist.

Die gewöhnliche Ausführungsart der Sheddächer besitzt eine, verhältnismäßig kleine, Stützenentfernung. Dieser Nachteil führte zur Ausbildung der sog. „freitragenden Sheds".

Eine besonders vorteilhafte Konstruktion dieser Dächer sei hier kurz erläutert. Bei dieser wird der einzelne Shedbinder nicht durch besondere Stützen aufgenommen, sondern durch starke Träger abgefangen. Um nicht unnötig an freier Höhe zu verlieren, werden diese Unterzüge als Gitterträger ausgebildet und hinter den Shedverglasungen parallel zu denselben verlegt. Diese Anordnung stört den Lichteinfall nicht, ebenso ist der Verlust an lichter Höhe auf ein Minimum reduziert. Die durch die schiefe Lage der Träger bedingten Zusatzkräfte werden von einem in der Höhe der Binder-Untergurte liegenden Windverband aufgenommen.

Sollen an der Dachkonstruktion Transmissionen, Hängebahnen oder dergl. aufgehängt werden, so ist allerdings eine besondere Versteifung zur Vermeidung von Schwingungen vorzusehen. Es gleicht aber der Wegfall der Stützen einschließlich der Fundamente die Kosten für die Gitterträger ungefähr wieder aus, ebenso gewinnen die Shedsäle an Übersichtlichkeit und Verwendbarkeit.

Zu Gunsten des freitragenden Sheds spricht noch der Umstand, daß er bei gleicher Spannweite und gleicher Oberlichtgröße billiger ist, wie andere Deckkonstruktionen und dann gelten die anfangs erwähnten Vorzüge der Sheds natürlich auch für den freitragenden ohne Einschränkung.

Als Beispiel eines nach den vorstehend entwickelten Grundsätzen ausgeführten Shedbaues möge der in Fig. 110 und 111 wiedergegebene freitragende Shed für eine Werkstatt- und Montagehalle dienen. Die betreffende Halle ist, wie man sieht, aus sechs Sheds zusammengesetzt, die der Länge nach je durch zwei Säulen gestützt werden. Die Spannweite der einzelnen Sheds beträgt für die außenliegenden 7,8 m und für die innen liegenden 8,0 m. Die Säulen sind in der Weise gestellt, daß die beiden Außenabteile je 15, 5 m und der Mittelteil 16,0 m hat.

Für die Transmissionen sind horizontale Verbände vorgesehen.

Über die Ausführung des einzelnen Shedbinders gibt Fig. 111 Auskunft. Von den Buchstaben in dieser bezeichnen: a die Dachpappe, b den Einschub mit 5 cm Gipsdielen, c die Innenschalung und d die Verglasung, e bezeichnet die Dachschalung und f die gußeisernen Rinnen für den Ablauf des Regenwassers. Material für die tragenden Binder waren lediglich Profileisen und zwar [-Eisen, sowie Winkeleisen. Die Unterzüge werden je durch zwei [-Eisen N. P. 8 gebildet.

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

46. Jahrgang Nr. 31. Begründet von W. H. Uhland. 31. Juli 1913.

Allgemeiner Teil mit Berechnungen etc. (14 Tages-Ausgabe).

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Staubfrei arbeitende selbstfahrende Straßenkehrmaschine.

Mit Abbildung, Fig. 112.

Zusammenfassung. Beschrieben und abgebildet ist ein Selbstfahrer, der es ermöglicht, die Straße nicht nur, ohne daß sich dabei Staub entwickelt, zu kehren, sondern auch den zusammengekehrten Schmutz gleich selbsttätig beseitigt, indem er ihn in Kästen auffängt, die vom Selbstfahrer bei dessen Bewegung in einem staubdicht geschlossenen Gehäuse mitgenommen werden.

In den Straßen der Stadt Sheffield erregt seit Anfang dieses Jahres ein neues Automobil die Aufmerksamkeit aller Passanten, weil es den Straßenstaub zusammenkehrt, ohne daß dieser aufgewirbelt wird. Ja das Automobil kehrt nicht nur die Straße staubfrei, sondern beseitigt zugleich den zusammengekehrten Schmutz, indem es ihn in Sammelkästen mit fortführt.

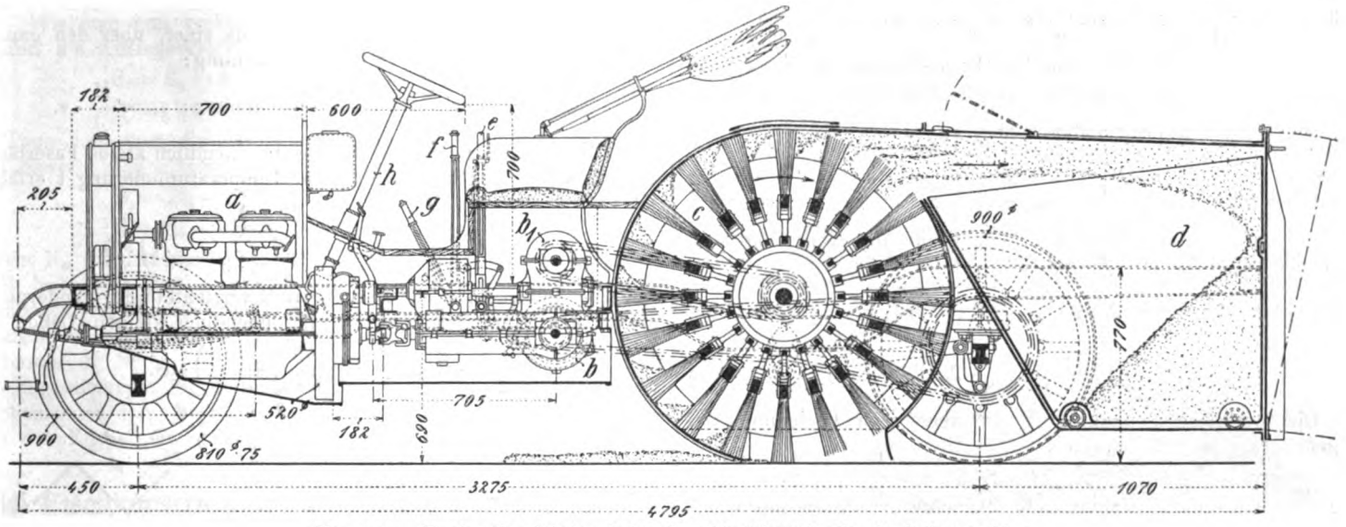


Fig. 112. Z. A.: Staubfrei arbeitende selbstfahrende Straßenkehrmaschine.

Wir haben es also im vorliegenden Falle mit einer Straßenkehrmaschine zu tun, die zugleich Kehricht-Abfuhr-Automobil ist.

Die neue Maschine wurde von der Firma J. and P. Hill in Sheffield gebaut und ist in Fig. 112 im Längsschnitt, arbeitend, wiedergegeben.

Der Vorderteil der Maschine stellt sich als normales Lastautomobil dar, während der hintere Teil äußerlich die Form eines großen Metallkastens hat, aus dem die beiden Hinterräder rechts und links seitlich heraustreten.

Im Vorderteile ist zunächst die 4zylindrige Benzinmaschine untergebracht, die wie üblich durch einen Ventilator mit Luft gekühlt wird und von einem Mantel umschlossen ist. Vor dem Sitze des Chauffeurs befindet sich das Steuerhandrad, bei e die Handbremse, bei f der Einrückhebel für die verschiedenen Geschwindigkeiten und bei g der Einrückhebel für das Getriebe, welches das Bürstenrad betätigt. Die Kurbelwelle der Maschine wirkt nach Einkuppeln durch eine elastische Kupplung auf den Radsatz, der es gestattet, das Automobil mit drei verschiedenen Geschwindigkeiten fahren zu lassen.

Von der Achse b aus überträgt sich die Bewegung auf die Achse b_1 und von da aus durch Kette auf die Achse des Bürstenrades c. Dieses letztere unterscheidet sich von den bisher üblichen Piassavabürstenwalzen dadurch, daß es keine gewöhnliche Bürstenwalze ist, sondern durch ein System von einzelnen Bürsten gebildet wird. Jede dieser Bürsten arbeitet für sich, nimmt den Straßenschmutz auf, schiebt ihn in der Trommel vor sich her und schleudert ihn, nachdem er an der höchsten Stelle des Kastens angekommen ist, in den einen der beiden Sammelkästen d; letztere sind in dem kastenförmig verlängerten Gehäuse der Trommel untergebracht.

Sind die Kästen d gefüllt und ist das Automobil auf dem Ablagerungsplatze für den Straßenkehricht eingetroffen, so wird die Rückwand des Gehäuses nach unten aufgeklappt. Man zieht dann die Wagen auf der so entstandenen schiefen Ebene auf den Erdboden herab und fährt sie je nach den Verhältnissen in die Ofenanlage oder den Speicher. Die Kästen sind zu dem Zwecke je mit vier kleinen Rädern versehen.

Der Wert der vorliegenden Maschine ist unseres Erachtens vor allen Dingen darin zu finden, daß hier endlich einmal eine Konstruktion vorliegt, die es ermöglicht, eine Straße zu kehren, ohne daß dabei Staub aufgewirbelt wird.

Diese Bemerkung könnte allerdings dem einen oder anderen als etwas zu weitgehend erscheinen, er möge sich dabei aber nur daran erinnern, daß selbst die besten zurzeit bekannten Straßenkehrmaschinen, auch wenn noch so viel Wasser vor der Bürstenwalze auf die Straße gespritzt wird, Staub aufwirbeln, und daß sie weiter den Straßenschmutz noch nicht einmal zusammenkehren, sondern nur zur Seite schieben. Dort bleibt er liegen und muß durch Arbeiter von Hand zusammengekehrt und in einen Wagen geschaufelt werden.

Daß diese Arbeit ebenfalls nicht staubfrei abgeht, weiß jeder. Es kann also nur der Wunsch ausgesprochen werden, daß mit dem hier abgebildeten Automobil auch bei uns Versuche angestellt werden.

Die Maschine an sich vermag 30 PS zu entwickeln. Die Bürste hat einen Durchmesser von 1,33 m und eine Länge von 1,52 m. Ihr Antrieb erfolgt so, daß sie eine Umfangsgeschwindigkeit von 25 m in der Sekunde erreicht. Die Kehricht-Sammelkästen sind so bemessen, daß sie 1,4 cbm Kehricht fassen. Die ganze Länge des Automobils stellt sich auf etwa 5 m und der Radstand auf $\sim$ 3,3 m.

Ch.

Berechnung der Spannkräfte einiger einfacher, verspannter Fachwerkträger und vollwandiger Träger.

Von **Franz Röpke** in **Hamburg.**

Mit Abbildungen, Fig. 113 bis 118.

(Fortsetzung aus Heft 15.)

Die wirkliche Verschiebung bezw. die Längenänderung eines Stabes läßt sich aber nach den Gesetzen der Elastizitätslehre berechnen; hiernach ist das Verhältnis der Längenänderung Δs

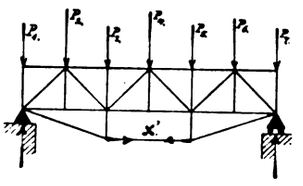


Fig. 113.

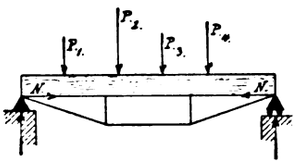


Fig. 114.

Fig. 113 u. 114. Z. A.: Berechnung der Spannkräfte einiger einfacher, verspannter Fachwerkträger und vollwandiger Träger.

eines Stabes zur ursprünglichen Länge s, gleich dem Verhältnis der Spannung σ zum Elastizitätsmodul E (reziproker Wert des Dehnungskoeffizienten α; $E = \frac{1}{\alpha}$), und bei gleichzeitiger Berücksichtigung einer Temperaturänderung t, ist noch das Produkt aus dieser Temperaturänderung t sowie dem Ausdehnungskoeffizienten ε für 1° C Temperaturänderung, hinzu zu rechnen, so daß man erhält: $\frac{\Delta s}{s} = \frac{\sigma}{E} + \varepsilon \cdot t$ oder: $\Delta s = \frac{\sigma}{E} \cdot s + \varepsilon \cdot t \cdot s$.

Bezeichnet man jetzt den Durchschnitt eines Stabes mit F, dann ergibt sich die Spannung σ pro Flächeneinheit eines auf Zug oder Druck beanspruchten Stabes zu: $\sigma = \frac{S}{F}$

und somit auch: $$\Delta s = \frac{S \cdot s}{E \cdot F} + \varepsilon \cdot t \cdot s \quad \ldots\ldots \quad V$$

Führt man diesen Wert der Längenänderung eines Stabes in die Gleichung IVa für Δs ein, so geht diese über in:

$$\Sigma (C' \cdot \Delta c) = \Sigma \left[S' \cdot \left(\frac{S \cdot s}{E \cdot F} + \varepsilon \cdot t \cdot s \right) \right]$$

$$\text{„ „} \quad = \Sigma \left(S' \cdot \frac{S \cdot s}{E \cdot F} \right) + \Sigma (S' \cdot \varepsilon \cdot t \cdot s) \ldots \quad VIa$$

Die wirkliche Spannkraft S ist aber nach Gleichung IIa ausgedrückt durch die Formel:

$$S = S_0 + S'X' + S''X'' + \cdots$$

oder in bezug auf die nachfolgenden Beispiele, in denen nur eine Unbekannte X' vorhanden ist:

$$S = S_0 + S'X'$$

und hiermit auch:

$$\Sigma (C' \cdot \Delta c) = \Sigma \left(S' \frac{(S_0 + S'X') \cdot s}{E \cdot F} \right) + \Sigma (S' \varepsilon \cdot t \cdot s)$$

$$\text{„ „} \quad = \Sigma \left(S' S_0 \frac{s}{E \cdot F} \right) + X' \Sigma \left(S'^2 \frac{s}{E \cdot F} \right) + \Sigma (S' \varepsilon \cdot t \cdot s) \quad VIb$$

Da aber bei einem verspannten Träger, der an beiden Enden frei aufliegt (Fig. 113), die statisch unbestimmbare Größe X keine äußere Kraft ist, sondern lediglich eine innere Spannkraft, so übt die Unbekannte X auch keinen Einfluß aus auf die Größe der Auflagerkräfte des Trägers; es wird somit auch für $X = 1$ die Auflagerkraft $C' = 0$ und folglich auch $\Sigma (C' \cdot \Delta c) = 0$.

Hiermit erhält man dann:

$$\Sigma \left(S' S_0 \frac{s}{E \cdot F} \right) + X' \Sigma \left(S'^2 \frac{s}{E \cdot F} \right) + \Sigma (S' \cdot \varepsilon \cdot t \cdot s) = 0 \quad \ldots \quad VIc$$

und daraus ergibt sich für die Unbekannte X' der Wert:

$$X' = \underbrace{\frac{-\Sigma \left(S' S_0 \frac{s}{E \cdot F} \right)}{\Sigma \left(S'^2 \frac{s}{E \cdot F} \right)}}_{\text{Einfluß der Lasten P.}} + \underbrace{\frac{-\Sigma (S' \cdot \varepsilon \cdot t \cdot s)}{\Sigma \left(S'^2 \frac{s}{E \cdot F} \right)}}_{\text{Einfluß der Temperaturänderung t.}} \quad \ldots\ldots \quad VII$$

Die vorhin entwickelten Gleichungen IV sind giltig für Fachwerke, deren Stäbe auf reinen Zug oder auf reinen Druck beansprucht werden, so daß an den Knotenpunkten eine gelenkartige Verbindung vorausgesetzt ist, damit keine Biegungsspannungen in den einzelnen Stäben auftreten können.

Besteht aber der Träger aus einigen Fachwerkstäben und einem Balken (Fig. 114), der quer zur Längsachse derart durch äußere Kräfte belastet ist, daß außer Längskräften N auch Biegungsmomente M in dem Balken hervorgerufen werden, so muß die Gleichung VIc noch um die Arbeit der Längskräfte N und um die Arbeit der Biegungsmomente M erweitert werden.

Zur Bestimmung des Begriffs der Arbeit der Biegungsmomente sei angenommen, daß an dem festen Drehpunkt 0 (Fig. 116) im Abstand R von 0 eine Kraft P rechtsdrehend angreift und im Abstande r von 0 wirke eine gleich große Kraft P linksdrehend.

Sobald sich nun dieser Hebel unter Einwirkung der Kräfte P um den $\sphericalangle \omega$ gedreht hat, ist die geleistete Arbeit dieser Kräfte:

$$P \cdot (R \cdot \omega) - P \cdot (r \cdot \omega) = P \cdot (R - r) \cdot \omega = (P \cdot e) \cdot \omega = M \cdot \omega$$

wenn mit M das Moment des Kräftepaares bezeichnet wird.

Wird nun vorausgesetzt, daß bei dem belasteten Träger die Kraftebene mit der Hauptachse v des Querschnittes zusammenfällt (Fig. 118), was in gewöhnlichen praktischen Fällen meistens der Fall ist, dann ist nach der Navierschen Biegungsformel die Spannung σ, welche durch die Längskraft N und das Biegungsmoment M in einer um v von der unteren Achse entfernt liegenden Faserschicht hervorgerufen wird:

$$\sigma = \frac{N}{F} + \frac{M}{J} \cdot v$$

Es besteht also die Spannung σ aus einer, über den ganzen Querschnitt gleichmäßig verteilten Spannung:

$$\sigma_s = \frac{N}{F} \text{ sowie der Biegungsspannung: } \sigma_b = \frac{M}{J} \cdot v.$$

Die Verlängerung Δds, welche die unendlich kleine Faserlänge ds durch die Längskraft N und der Temperaturänderung t erfährt, ist nach früherem:

$$\Delta ds = \left(\frac{\sigma_s}{E} + \varepsilon \cdot t \right) \cdot ds = \left(\frac{N}{E \cdot F} + \varepsilon \cdot t \right) \cdot ds$$

und die dadurch von der Längskraft N verrichtete Formänderungsarbeit des Stabteilchens, von der unendlich kleinen Länge ds, ist dann:

$$N \cdot \Delta ds = N \cdot \left(\frac{N}{E \cdot F} + \varepsilon \cdot t \right) \cdot ds.$$

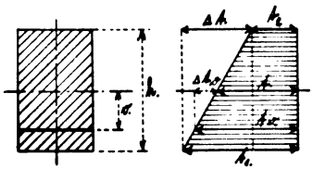


Fig. 115.

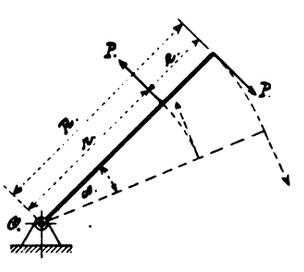


Fig. 116.

Fig. 115 u. 116. Z. A.: Berechnung der Spannkräfte einiger einfacher, verspannter Fachwerkträger und vollwandiger Träger.

Durch die Biegungsspannung σ_b, sowie die Temperaturänderung $(t - t_v) = \Delta t_v$ (Fig. 116) erfährt die Faserschicht ds noch eine weitere Formänderung von der Größe:

$$\Delta ds_v = \left(\frac{\sigma_b}{E} + \varepsilon \cdot \Delta t_v \right) ds = \left(\frac{M}{E \cdot J} \cdot v + \varepsilon \cdot \Delta t_v \right) ds.$$

Nimmt man nun an, daß die Temperaturänderung sich über die Höhe des Trägers verteilt nach dem Verhältnis:

$$\frac{t_v - t}{t_1 - t_2} = \frac{\Delta t_v}{\Delta t} = \frac{v}{h}$$

so ist: $$t_v = \Delta t \cdot \frac{v}{h};$$

hieraus wird: $$\Delta ds_v = \left(\frac{M}{E \cdot J} \cdot v + \varepsilon \cdot \Delta t \, \frac{v}{h} \right) \cdot ds.$$

Der Drehungswinkel $d\omega$ der beiden unendlich nahen, benachbarten Querschnitte I I und II II, entstanden durch das Biegungsmoment M und der Temperaturänderung Δt, ist nach Fig. 117:

$$d\omega = \frac{\Delta\, ds_v}{v} = \left(\frac{M}{E \cdot J} + \varepsilon \cdot \frac{\Delta t}{h}\right) \cdot ds.$$

Da aber die Arbeit des Biegungsmomentes gleich ist dem Produkt aus dem Moment M und dem Drehungswinkel $d\omega$, so

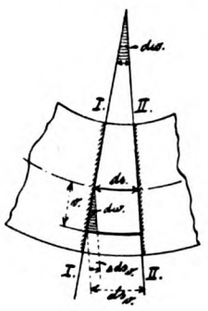


Fig. 117.

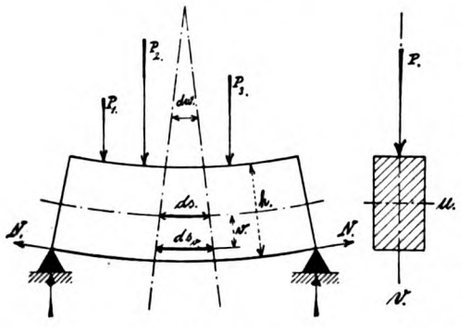


Fig. 118.

Fig. 117 u. 118. Z. A.: Berechnung der Spannkräfte einiger einfacher, verspannter Fachwerkträger und vollwandiger Träger.

ist die Biegungsarbeit zweier, ursprünglich paralleler Querschnitte, die den unendlich kleinen Abstand ds von einander haben, gleich:

$$M \cdot d\omega = M\left(\frac{M}{E \cdot J} + \varepsilon \frac{\Delta t}{h}\right) \cdot ds.$$

Wie man nun vorhin die reinen Zug- und Druckspannungen S und die Auflagerkräfte C auf die Formel zurückgeführt hat:

$$S = S_0 + S'X' + S''X'' + \ldots$$
$$C = C_0 + C'X' + C''X'' + \ldots$$

so kann man auch die Längskräfte N und die Biegungsmomente M auf dieselbe Form bringen, indem man schreibt:

$$N = N_0 + N'X' + N''X'' + \ldots$$
$$M = M_0 + M'X' + M''X'' + \ldots$$

worin N_0 die Längskräfte und M_0 die Biegungsmomente für den Fall bedeuten, daß nur die Lasten P und die dadurch entstandenen Auflagerkräfte C_0 auf den Körper wirken und alle statisch unbestimmbaren Größen $X'X'' \ldots = 0$ sind; hingegen bedeuten $N'N'' \ldots M'M'' \ldots$ die Längskräfte bezw. die Biegungsmomente für den Fall, daß alle Lasten $P = 0$ sind und nacheinander nur $N' = 1$; $N'' = 1 \ldots$ $M' = 1$; $M'' = 1 \ldots$ auf den Körper einwirken. (Fortsetzung folgt.)

Die Eisenkonstruktion der Maschinen-Haupthalle auf der Internationalen Baufach-Ausstellung zu Leipzig 1913.

Mit Zeichnungen auf Tafel 33.

Zusammenfassung. Dargestellt und beschrieben ist eines der interessantesten Schauobjekte auf der zur Zeit in Leipzig stattfindenden Bauausstellung — die große Maschinenhalle. Sie interessiert hauptsächlich wegen ihrer Eisenkonstruktion, sowie der Lösung des Problems in einem ~ 26 m breiten Mittelschiff zwei Kranen so übereinander anzuordnen, daß beide getrennt und doch vereint arbeiten können.

Eines der imposantesten Objekte auf der Weltschau für das Bau- und Wohnwesen zu Leipzig ist unzweifelhaft die Maschinenhaupthalle, und zwar nicht nur wegen der zahlreichen und interessanten in ihr zur Schau gestellten und im Betrieb vorgeführten Maschinen, Apparate usw., sondern vor allen Dingen ihrer selbst wegen als selbständiges Bauwerk. Schon die Größenverhältnisse machen auf den Besucher einen imponierenden Eindruck. Bei einer Länge von ca. 110 m und einer Breite von ca. 50 m bietet die Halle mit ihrer ca. 5500 qm umfassenden Grundfläche einen gewaltigen Ausstellungsraum, der in seiner größten Höhe ca. 20 m erreicht. Die großen Fenster in den Längs- und Giebelwänden, sowie ausgedehnte Glasflächen im Dache lassen in die ganze Halle eine prächtige Lichtfülle ergießen, die allen darin ausgestellten Objekten sehr zu statten kommt.

Die Entwurfsbearbeitung und Bauleitung der Halle waren auf Grund eines Wettbewerbes seitens der Direktion der Ausstellung dem Architekten Alfred Liebig in Leipzig übertragen worden.

Es sollte nach den ersten Entwürfen eine Maschinenhalle von 50 m Länge und 30 m Breite errichtet werden und zwar in Holzkonstruktion. Infolge der zahlreichen Anmeldungen von Ausstellern stellte sich jedoch bald heraus, daß die angenommene Größe der Halle viel zu klein war. Man mußte sich daher entschließen, die Halle zu vergrößern und kam dabei auf eine Grundfläche von 5000 qm.

Jetzt nun machte die Eisenkonstruktionsfirma Grohmann & Frosch in Leipzig-Plagwitz dem Direktorium den Vorschlag, die Maschinenhalle in Eisenkonstruktion zur Ausführung zu bringen. Sie erbot sich, die Halle während der Ausstellung dem Direktorium leihweise zu überlassen und sie nach Schluß der Ausstellung wieder zu übernehmen, um sie als Konstruktionswerkstätte für sich selbst zu verwenden. Das Direktorium nahm dieses Angebot an und es entstand somit die jetzt zur Ausführung gekommene Halle.

Die Firma Grohmann & Frosch setzte sich mit der Firma Paul Ranft, Ingenieur- und Architekturbüro für industrielle Anlagen, Leipzig, in Verbindung und diese stellte den neuen, zur Ausführung gekommenen Entwurf für die Konstruktion auf, führte die statische Berechnung durch usw. Bei diesem Entwurf mußte natürlich vor allem auf die spätere Verwendung der Maschinenhalle als Eisenkonstruktionswerkstätte Rücksicht genommen werden, was hauptsächlich in der Säulenstellung und Anordnung der Laufkrähne zum Ausdruck kommt. (Die architektonische Bearbeitung, die uns ja hier weniger interessiert, lag selbstverständlich nach wie vor in den Händen des Architekten Liebig.)

Die Halle ist geteilt in: ein 20 m hohes Mittelschiff von 26 m Breite, in welchem zwei übereinandergreifende, elektrisch betriebene Laufkräne von je 10 000 kg Nutzlast nebeneinander laufen und zwei niedrige Seitenschiffe von je 12 m Breite, in denen je ein Laufkran von 5000 kg Nutzlast sich bewegt.

Die weite Stellung der eisernen Tragsäulen gestattet die denkbar größte und ungehinderte Ausnutzung der freien Grundfläche, die an jedem Punkte von den elektrisch betriebenen Laufkränen bestrichen werden kann.

Die Eindeckung der Halle besteht aus verzinktem Pfannenblech System Grohmann & Frosch, auf Schalung und Holzsparren, welche auf eiserne Pfetten gelagert sind. Die Oberlichte sind in kittlosem System mit einer Neigung von 45° zur Horizontalen ausgeführt und mit 8 mm starkem Drahtglas eingedeckt. In den vertikalen Seitenwänden, zwischen der niedrigen und der hohen Halle sind reichlich Ventilationsklappen in Schmiedeeisen angeordnet,

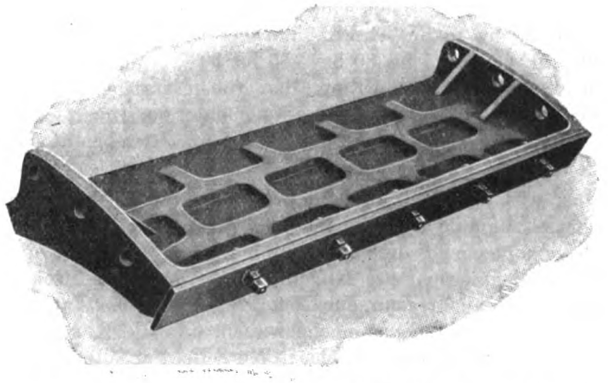


Fig. 119. Z. A.: Eine praktisch bewährte Hartmühle.

welche gruppenweise durch kleine Handwinden von unten zu bedienen sind.

Die ganze Konstruktion macht einen, trotz der weiten Säulenstellung und großen Binderachsen, gefälligen und leichten Eindruck Die einzelnen Konstruktionsteile sind mit großem Geschick entwickelt. Die Ausführung ist, wie man das von einem Ausstellungsobjekt ja nicht anders zu erwarten hat, in jeder Weise eine sorgfältige.

Eine spezielle Erklärung der einzelnen Teile der Eisenkonstruktion erübrigt sich im Hinblick auf die Zeichnungen auf der Tafel, es sei nur erwähnt, daß Fig. 1 einen Querschnitt durch die Halle am Hauptbinder und Fig. 3 einen solchen am Zwischenbinder gibt. Zum Schluß sei nochmals auf die Lösung des Problems der Kranbahnaufhängung im Mittelschiff aufmerksam gemacht. W.

Eine praktisch bewährte Hartmühle.

Mit Abbildungen, Fig. 119 bis 121.

Zusammenfassung. Beschrieben wird eine Hartmühle, die sich als Kombination eine Wind-Sichtmaschine und einer sieblosen Kugel-Fallmühle darstellt. Der Wert der Kombination ist darin zu finden, daß mit ihr selbst sehr große Leistungen in einem Apparat bewältigt werden können, daß weder ein Vorschroten noch ein Nachfeinen erforderlich, dafür aber eine gute Ausnutzung der Betriebskraft vorhanden ist. Ebenso läßt sich die Mahlfeinheit leicht regeln, desgleichen können Stoffe mit einem bestimmten unvermeidlichen Feuchtigkeitsgehalt wie Kohle, Zement, Phosphat usw. jetzt bequemer als früher vermahlen werden.

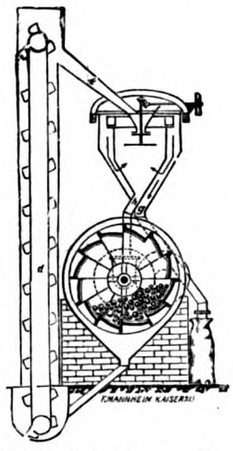


Fig. 120. Z. A.: Eine praktisch bewährte Hartmühle.

Im Folgenden ist eine Hartmühle beschrieben, von der man, ohne daß von einer Übertreibung gesprochen werden kann, die Behauptung aufstellen darf, daß mit ihrer Einführung eine Art Wendepunkt in der Hart-Mahltechnik eingetreten ist.

Um diese Behauptung besser zu verstehen, sei vorausgeschickt, daß man die für die Vermahlung harter Materialien zurzeit gebräuchlichen Apparate in zwei Hauptgruppen einteilen kann, in solche mit großer und solche mit geringer Umlaufsgeschwindigkeit. Zur ersten Gruppe gehören die als Schlägermühlen, Pendelmühlen und Schleuderkugelmühlen bekannten Maschinen; zur zweiten die Kugelfallmühlen, Rohr- und Griesmühlen.

Das Ideal jedes Hartmüllers war von jeher ein Apparat, der in sich große Leistung und Betriebssicherheit vereint. Denn nur so kann man ja dem Hauptgrundsatz für den Betrieb gerecht werden, der besagt, daß diejenige Maschine oder derjenige Apparat für die Praxis den höchsten Wert besitzt, der es ermöglicht, auf kleinstem Raum und unter Aufwendung der geringsten Mittel die größte Leistung zu erzielen.

Unter diesem Gesichtspunkt scheidet die erste Gruppe der schnellaufenden Mahlapparate allerdings vollständig aus, da ihre Vergrößerung zu Materialbeanspruchungen führen würde, die weit außerhalb der üblichen liegen. Die Gründe dafür sind in dem Umstand zu suchen, daß das Mahlgut, das in eine derartige Mühle aufgegeben werden soll, schon einen Feinmehlgehalt von 50 bis 60% haben muß, der in der Griesmühle aber trotzalledem nur um 25 bis 30%, d. h. auf 75 bis 80 bzw. 85 bis 90% erhöht werden kann. Vergleicht man mit diesem Effekt den großen Kraftbedarf ,der nötig ist, um diese 25 bis 30% zu erzielen, so leuchtet das unwirtschaftliche der Rohrmühlenvermahlung sofort ein. Ganz abgesehen davon, daß die Rohrmühle bei harten und gröberen Materialien leicht versagt.

Der wirksame Teil bei einer Kombination von Rohrmühle und Kugelfallmühle ist demnach die Kugelfallmühle. Läßt man jedoch, entsprechend der frühre üblichen Arbeitsweise, die mit groben Sieben bespannte Kugelfallmühle auf eine Rohrmühle arbeiten, so braucht man eine schwere, naturgemäß auch teure Feinmahlmaschine. Es ist nachgewiesen, daß die Kugelfallmühle immer nur dann mit ihrem höchsten Nutzeffekt arbeitet, wenn man ihr das erzeugte Feinmehl so schnell als möglich entzieht. Bespannt man eine Kugelfallmühle mit feinen Sieben, so bleibt das Feinmehl zu lange in der Mühle, es hemmt die Schlagwirkung der Mahlkugeln und dadurch wird die Leistung vermindert. Ebenso tritt, weil die Siebfläche nur klein ist, leicht eine Verstopfung des Siebes, d. h. eine Überfüllung der Siebräume und damit das sog. Totmahlen der Siebe ein, das schließlich das Zerreißen des Siebes nach sich zieht.

Hier nun setzt die neue Konstruktion ein, indem sie sich als Kombination einer Wind-Sichtmaschine mit einer sieblosen Kugelfallmühle darstellt. Durch diese Kombination ist eine Hartmühle entstanden, deren praktischer Wert gar nicht mehr abzuleugnen ist.

Die von Gebr. Pfeiffer in Kaiserslautern konstruierte Hartmühle besteht aus einer Trommel mit durchgehender Stahlachse. Die Endschilde sind aus Schmiedeeisen gefertigt, werden innen durch Panzerplatten geschützt und von starken Naben auf der Achse festgehalten. Die eine dieser Naben dient gleichzeitig als Einlauf für das Aufgabegut, das in Stücken bis zu 150 mm Durchmesser zugeführt werden kann.

Jede Mahlstufe besteht aus einem Stück, das weder schwächende Durchlochungen, noch Schlitze usw. enthält (vergl. Fig. 119). Die Verwendung von Tiegelgußstahl sichert eine lange Lebensdauer.

Die Öffnungen für den Austritt des Mahlgutes, welche durch entsprechende Anordnung der Mahlbacken gebildet werden, sind, wie die Abbildung, Fig. 120 zeigt, durch Schieber einstellbar. Das sog. „Zuhämmern" der Auslaßöffnungen ist hier augenscheinlich ausgeschlossen. Weiter ist die Mahltrommel (vergl. Fig. 120 und 121) von einem Staubmantel umgeben, dessen unterer trichterförmig ausgebildeter Teil, das austretende Gut aufnimmt und durch ein Becherwerk an einen Windsichter weitergibt. Letzterer ist, um Raum zu sparen, in den meisten Fällen unmittelbar oberhalb der Mühle aufgestellt. Er trennt das „Mehlfeine" von dem „Groben" durch einen im Apparat selbst erzeugten Luftstrom.

Der Apparat an sich hat nur drei Öffnungen: den Einlauf und die beiden Ausläufe für Gries und Mehl. Exhaustoren, Staubkammern usw. sind nicht erforderlich. Ebenso fehlen, wie schon oben angedeutet, die Siebe, demnach fällt auch deren Abnutzung weg. Trotz alledem läßt sich die Feinheit des Mehles jederzeit nach Belieben ändern. Einmal eingestellt aber liefert der Apparat auf lange Zeit hinaus dasselbe Produkt.

Das fertige Mehl läßt sich unmittelbar absacken, während die Griese zur nochmaligen Zerkleinerung in die Maschine zurückkehren.

Wird einmal Mahlgut von besonders großer Mehlfeinheit verlangt, so liefert das genannte Werk eine besondere Form ihrer Wind-Feinsichtmaschinen, den Selektor. Auch dieser sichtet wie die

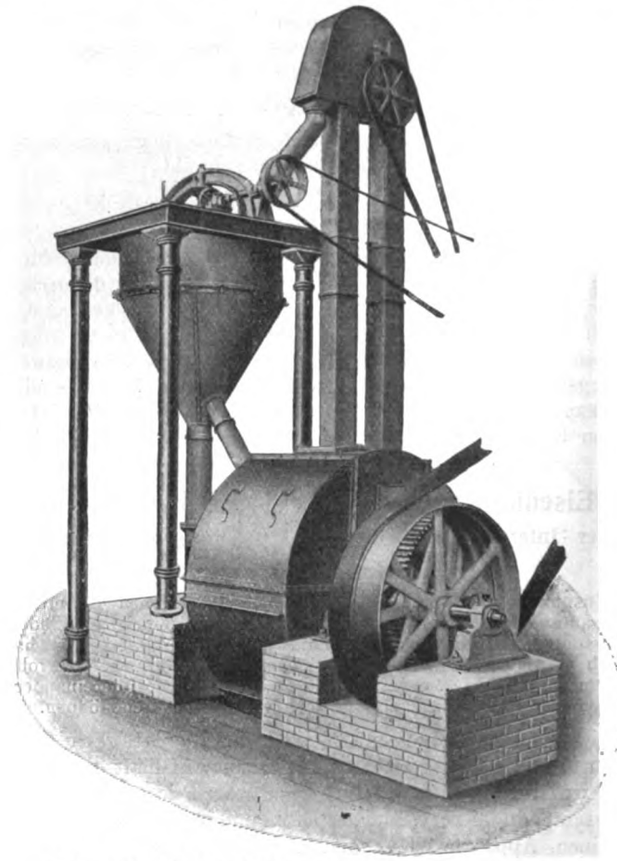


Fig. 121. Z. A.: Eine praktisch bewährte Hartmühle.

oben beschriebene Maschine lediglich der Korngröße nach, nicht nach spezifischem Gewicht. Demnach ist also selbst hier jede Einmischung des Mahlgutes ausgeschlossen. Das gewonnene Produkt ist nach Feinheit und chemischer Zusammensetzung ein gleichbleibendes.

Die Mühle wird in acht Größen ausgeführt, von denen die kleinste 2,4 m lang, 1,8 m breit und 2,4 m hoch ist; sie enthält ca. 300 kg Kugeln und macht 40 Umläufe in der Minute. Die größte Maschine dagegen ist 5,0 m lang, 3,6 m breit sowie 4,0 m hoch und faßt = 5000 kg Kugeln; die Umlaufszahl stellt sich auf 140 in der Minute.

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

46. Jahrgang Nr. 33. Begründet von W. H. Uhland. 14. August 1913.

Allgemeiner Teil mit Berechnungen etc. (14 Tages-Ausgabe).

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Konstruktionseinzelheiten des Fabrikgebäudes der Firma White, Child & Beney.

Bauleitung: Dipl.-Ing. Moriz Steinbach u. Dipl.-Arch. Arthur Steinbach, Wien.

Mit Zeichnungen auf Tafel 35 und Abbildungen, Fig. 123 u. 124.

Zusammenfassung. Beschrieben sind Einzelheiten eines Fabrikgebäudes das als interessantes Beispiel für die gleichzeitige Anwendung von Holz-, Eisen- und Steinkonstruktionen angesehen werden kann. Die Säulen sind in Gitterkonstruktion unter Verwendung von Profil- und Flacheisen ausgeführt, das Dach in Holz, die Wände in Stein, Eisen und Glas.

In Heft 8 der „Technischen Rundschau", Abteilung Bau-Industrie berichteten wir über den Neubau der Firma White, Child & Beney in Wien und bemerkten damals, daß derselbe ein nachahmenswertes Muster einer Konstruktion aus Holz, Stein und Eisen sei.

Auf Tafel 35 geben wir einige wichtige Einzelheiten dieses Bauwerkes und bemerken, daß sich das Fabrikgebäude als Hallenbau von etwa 22,5 m Tiefe (Fig. 123) darstellt. Ein 15 m breiter Trakt ist durch eine Dachkonstruktion in Holz „Bauart Stefan" abgeschlossen. Fig. 1 der Tafel gibt einen Querschnitt, Fig. 2 einen Längenschnitt durch ebendiese Konstruktion, während Fig. 3 das eine Widerlager in größerem Maßstabe darstellt. Dazu gehört Fig. 4 als Grundriß; letzterer zeigt in seinem unteren Teile im speziellen die Fußzange, mittels deren Ober- und Untergurt am Auseinandergehen gehindert werden. Die Verankerung der beiden Widerlager unter sich erfolgt durch einen 32 mm starken Rundanker, der durch 35 mm starke Bolzen und Flacheisenschellen von 10 × 100 mm Querschnitt mit der Konstruktion verbunden ist.

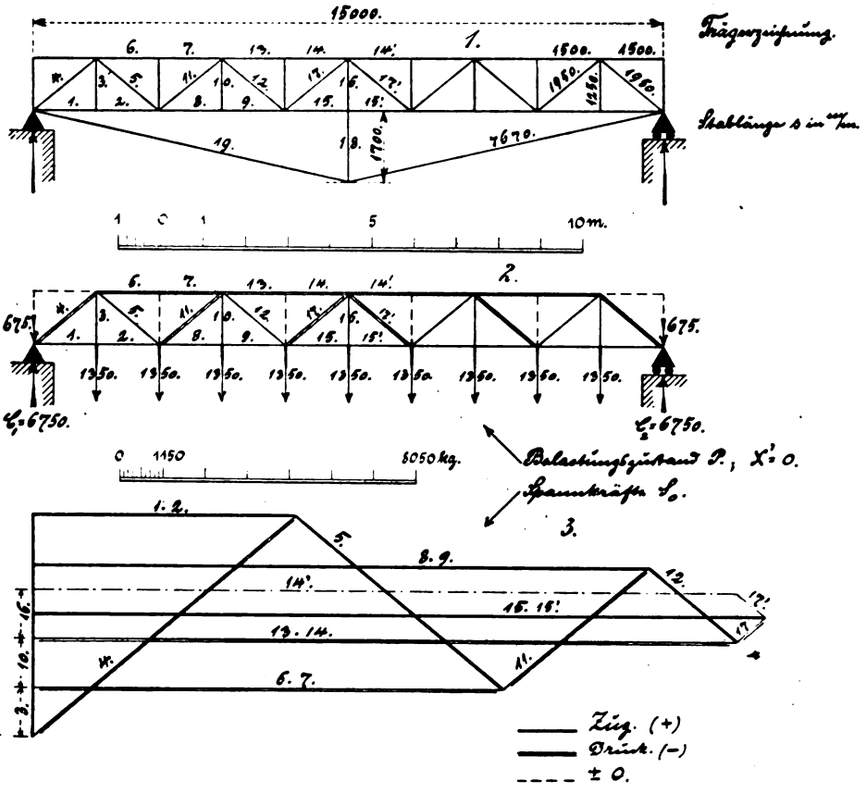


Fig. 122. Z. A.: Berechnung der Spannkräfte einiger einfacher, verspannter Fachwerkträger und vollwandiger Träger.

Ober- und Untergurt jedes Binders bestehen je aus 2 × 2 Holzstäben von je 25 × 80 mm Querschnitt, sowie zwei 35 mm starken und 80 mm hohen Mittellatten. Sämtliche sechs Latten einer Gurtung sind untereinander naturgemäß in der aus den früheren Beschreibungen der Stefankonstruktion bekannten Art verbunden. Die Mittellatten sind zugleich die Diagonalen.

Über die Ausführung der Aufsetzpunkte der Binder geben die beiden Skizzen der Fig. 5 der Tafel Auskunft, während Fig. 6 links einen Schnitt durch einen Binder wiedergibt. Das rechte Auflager, welches nicht wie das linke auf dem Mauerwerk des Gebäudes, sondern auf einer eisernen Säule ruht, ist in Fig. 6 rechts skizziert. Man erkennt, daß seine Ausführung genau derjenigen des linken entspricht und die Verbindung der Fußzange mit dem Säulenkopf durch Schrauben hergestellt ist. Um eine genügend große Auflagefläche zu erhalten, ist das Auflager an der Säule zu einer 450 mm langen Konsole aus 10 mm starkem Blech ausgebildet. Durch außen angenietete Winkeleisen von 70 · 70 · 10 mm erhält die Konsole eine Breite von 320 mm, während die Fußzange nur 300 mm breit ist. (Vergl. Fig. 9, 11 und 12). Die Untergurtungen der Binder sind nach innen um die Holzlatten, die die Binder bilden, unsichtbar zu machen, durch 1½ cm starke Bohlen abgeschlossen.

Der Belag des Hallendaches ist in der Weise hergestellt, daß man unter Benutzung von Holzbalken von 10 · 17 bzw. 15 · 17 cm Querschnitt eine Doppelschalung verlegte Die innere Schalung wird durch 20 mm starke, die äußere durch 26m m starke genutete Bretter gebildet. Nach der Traufe zu ist die äußere Schalung in einer schlanken Kurve vorgezogen, um so ein architektonisch wirksames nach oben gut dicht abgeschlossenes Hauptgesims zu erhalten.

Die Durchbiegung der Horizontalanker der Binder wird durch zwei 18 mm starke Vertikalen verhindert. Diese umfassen den Anker mit ihren unteren Enden und sind mit ihrem oberen Gewindestück mittels Schraubenmuttern am Untergurt des Binders festgemacht.

Über die Form der Eisensäulen geben die Fig. 11 und 12 in Verbindung mit den Details Fig. 7 bis 10 u. 13 bis 24 Auskunft. Wie man sieht, wurden zwei Formen benutzt, eine kleine, die bloß bis zur Galerie geht (Abb. Fig. 124) und eine größere, die sich bis zum Dach erstreckt. Die Konstruktion der kleineren Säulen bietet nichts Neues, dagegen ist die der größeren in mancher Hinsicht beachtenswert. Vor allem deshalb, weil auf den Säulenköpfen die Binder auflagern und weil weiter an den Ständern seitlich die I-Träger für eine Kranbahn befestigt sind. Einzelne der Ständer tragen außerdem in einer Höhe von 4,92 m über dem Fußboden noch 1,2 m auskragende U-Eisen N. P. 16 für einen Balkon, daneben aber sind auch sie zur Aufnahme der Galeriekonstruktion bestimmt.

Für die Vertikalen der Hauptsäulen sind U-Eisen N. P. 16 von 9,64 m Länge bzw. 8,94 m benutzt worden. Diese sind in ihrer ganzen Länge durch Winkeleisen von 55 · 55 · 6 mm versteift, die in der aus Fig. 12 ersichtlichen Weise mit dem U-Eisen vernietet wurden.

In Höhe der Galerie erstreckt sich von Säule zu Säule ein I-Träger N. P. 30, der jeweilig in der Mitte seiner freitragenden Länge

durch einen Galeriebalken belastet ist. Die Verbindung der Träger mit den Säulen erfolgt an jedem Ende durch je zwei 240 mm lange Winkeleisen von 90 · 90 · 10 mm. Unmittelbar oberhalb dieser Träger, also 4,6 m über dem Boden, ist an jedem Ständer ein Galeriebalken festgemacht, der 32 cm hoch ist und durch Winkeleisen von 90 · 90 · 10 mm mit dem einen U-Eisen des Ständers verbunden ist.

Die U-Eisen, welche den Balken tragen, liegen mit ihrer oberen Kante mit den vorerwähnten Balken bündig und wurden aus Profilen Nr. 16 zugeschnitten.

Die Verbindung des I-Kranträgers, der sich 3,94 m oberhalb des Galeriebodens befindet, mit den Säulen erfolgte durch Flacheisen, Winkelkonsolen und Winkeleisen von 70 · 70 · 10 mm.

Unmittelbar unter dem Kopfe sind die Ständer miteinander dann noch einmal durch I-Träger verbunden, um auf diese Weise auch in der oberen Partie des Säulensystems die erforderliche Steifigkeit zu erreichen.

Die Fußplatte der Ständer wird durch Winkeleisen in Verbindung mit je einer Blechtafel von 40 · 65 cm gebildet. Die Winkeleisen sind, soweit sie 65 cm Länge haben, aus Profilen 100 · 100 · 12 mm, soweit sie zwischen den U-Eisen liegen, also nur 130 mm lang sind, aus Profilen 80 · 80 · 10 mm zugeschnitten.

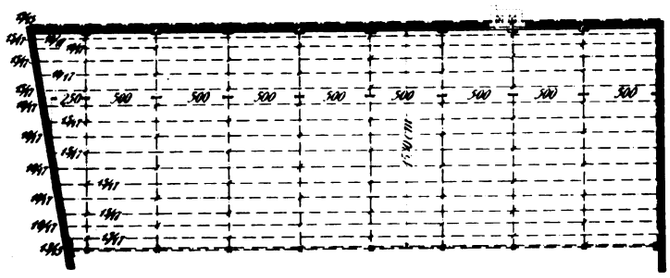


Fig. 123. Z. A.: Konstruktionseinzelheiten des Fabrikgebäudes der Firma White, Child & Beney.

Durch zwei Anker von ¾ Zoll Stärke und 1,4 m Länge wird jede Säule mit ihrem Fundamentblock verbunden. Die Anker umfassen mit ihrem Fuß je ein U-Eisen N. P. 10 von 800 mm Länge, das in den Fundamentklotz eingelassen ist.

Die Zeichnungen sowohl zur Tafel 35 als auch zum Skizzenblatt 8 sind uns vom Architekten Moritz Steinbach in Wien XIV. zur Verfügung gestellt worden. Ch.

Berechnung der Spannkräfte einiger einfacher, verspannter Fachwerkträger und vollwandiger Träger.

Von **Franz Röpke** in **Hamburg.**

Mit Abbildungen, Fig. 122 und 125 bis 127.

(Fortsetzung aus Heft 16.)

Schreibt man nun, wie für das Fachwerk, auch für diesen, auf Biegung beanspruchten Träger die Arbeitsgleichung für den Belastungszustand X′ = 1 an, so erhält man für die virtuelle Formänderungsarbeit des Trägers die Gleichung:

$$\Sigma(C' \cdot \Delta c) = \int N' \Delta ds + \int M' d\omega,$$

wobei sich die Integrale über die ganze Trägerlänge erstrecken; mit Benutzung der vorhin entwickelten Werte für Δds und $d\omega$ lautet dann die virtuelle Arbeitsgleichung für den vollwandigen Träger:

$$\Sigma(C' \cdot \Delta c) = \int N' \left(\frac{N}{E \cdot F} + \varepsilon \cdot t\right) \cdot ds + \int M' \left(\frac{M}{E \cdot J} + \varepsilon \cdot \frac{\Delta t}{h}\right) \cdot ds \quad \ldots \quad \text{VIII}$$

worin C′ N′ M′ die Auflagerkräfte, die Längskräfte bezw. die Biegungsmomente des gedachten Belastungszustandes für X′ = 1 bedeuten und die übrigen Faktoren Δc, N und M sich auf den wirklichen Belastungszustand beziehen, also die wirklich auftretenden Verschiebungen, bezw. Längskräfte, bezw. Momente darstellen.

Zur besseren Übersicht des Einflusses, den die Belastungen und die Temperaturänderungen auf den Träger ausüben, ist es zweckmäßig, wenn die Gleichung VIII noch weiter zergliedert wird, so daß die verschiedenen Einflüsse, welche die Formänderungen verursachen, für sich gesondert zu erkennen sind.

In dieser Form lautet dann die virtuelle Arbeitsgleichung für den an beiden Enden frei aufliegenden, auf Biegung beanspruchten Träger:

$$\Sigma(C' \cdot \Delta c) = \underbrace{\int N' \frac{N}{E \cdot F} ds}_{\text{Einfluß d. Längskräfte N.}} + \underbrace{\int M' \frac{M}{E \cdot J} ds}_{\text{Einfluß der Biegungsmomente M.}} + \underbrace{\int N' \varepsilon t ds + \int M' \varepsilon \frac{\Delta t}{h} ds}_{\text{Einfluß der Temperaturänderungen t.}}$$

Eine geringe Verschiebung der Auflager hat auf den Spannungszustand des Trägers keinen Einfluß, und da für X′ = 1 auch C′ = 0 ist, so wird auch $\Sigma(C' \cdot \Delta c) = 0$, folglich muß die vorstehende Arbeitsgleichung der Bedingung genügen:

$$\int N' \frac{N}{EF} \cdot ds + \int M' \frac{M}{EJ} ds + \int N' \varepsilon t ds + \int M' \varepsilon \frac{\Delta t}{h} ds = 0.$$

Da der verspannte Träger noch durch ein Sprengwerk versteift ist, das aus einzelnen Fachwerkstäben besteht, so muß zu der Formänderungsarbeit des Trägers noch die Formänderungsarbeit der Fachwerkstäbe (Gleichung VIb) hinzugerechnet werden.

Für die verspannten, vollwandigen Träger lautet demnach die virtuelle Arbeitsgleichung:

$$\int N' \frac{N}{EF} ds + \int M' \frac{M}{EJ} ds + \int N' \varepsilon t ds + \int M' \varepsilon \frac{\Delta t}{h} ds + \Sigma\left(S' S_0 \frac{s}{EF}\right) + X' \Sigma\left(S'^2 \frac{s}{EF}\right) + \Sigma(S' \varepsilon t s) = 0 \quad \ldots \quad \text{IX.}$$

Die Integrale erstrecken sich hierbei über den ganzen Träger; die Summenausdrücke auf sämtliche Fachwerkstäbe.

Die Formänderungsarbeit, welche durch die Querkräfte entsteht, ist hier vernachlässigt worden, weil dieser Einfluß praktisch nur gering ist; will man aber diesen Einfluß berücksichtigen, so ist diese virtuelle Formänderungsarbeit zu berechnen nach der Gleichung:

$$\varkappa \int Q' \frac{Q}{G \cdot F} \cdot ds,$$

worin $\varkappa$ ein Koeffizient ist, der von dem Querschnitt des Trägers abhängig ist; für ein Rechteck ist z. B. $\varkappa = 1{,}2$.

G ist der Gleitmodul des Materials und Q′Q sind die Querkräfte für X′ = 1, bezw. für den wirklichen Belastungszustand.

Der errechnete Wert ist dann zu Gleichung IX zu addieren.

Erwähnt sei noch, daß für die Größen S′ S″ ... N′ N″ ... M′ M″ ... auch eine andere Schreibweise gebräuchlich ist, indem sie als Differentialquotienten, durch teilweise Differentiation der Arbeitsgleichung erhalten, ausgedrückt werden, wofür dann geschrieben wird:

$$S' = \frac{\partial S}{\partial X'}; \quad N' = \frac{\partial N}{\partial X'}; \quad M' = \frac{\partial M}{\partial X'};$$

$$S'' = \frac{\partial S}{\partial X''}; \quad N'' = \frac{\partial N}{\partial X''}; \quad M'' = \frac{M}{\partial X''}.$$

Ferner möge noch hervorgehoben werden, daß die Momente der äußeren Kräfte, welche auf den linken Teil eines Balkens wirken (Fig. 126), der bei II durchschnitten gedacht ist, und dessen rechter Teil festgehalten wird, mit (+) in die Rechnung eingeführt werden, wenn sie auf den linken Teil rechtsdrehend wirken und die Längskräfte N, welche parallel zur Achse des

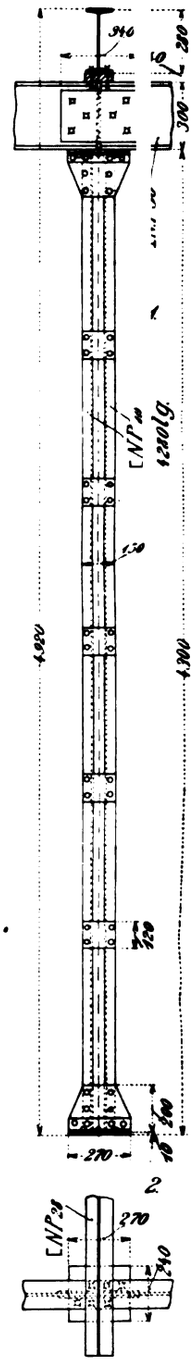


Fig. 124. Z. A.: Konstruktionseinzelheiten des Fabrikgebäudes der Firma White, Child & Beney.

Balkens wirken und an dem linken Teil angreifen, werden mit (—) in die Rechnung eingeführt, wenn sie von links nach rechts, also nach dem rechten Balkenteile hin, auf Druck wirken. Die Querkräfte erhalten das (+) Zeichen, wenn sie an dem linken Teil aufwärts wirken.

Zum besseren Verständnis der vorstehenden Erläuterungen mögen nun noch einige einfache Beispiele folgen.

Beispiele.

I. Ein vorhandener Verbindungssteg von 15 m Länge und 2 m Breite, mit einem festen und einem beweglichen Auflager, der dem Verkehr über einen Hof zwischen zwei Fabrikgebäuden dient, soll wegen des gestiegenen Verkehrs und der größeren Lasten wegen, welche künftig über denselben transportiert werden sollen, durch ein Sprengwerk versteift werden.

Die Belastung wird durch Querträger auf die unteren Knotenpunkte übertragen und soll unter Berücksichtigung des Eigengewichtes sowie aller zufälligen Lasten zu 900 kg/qm angenommen werden.

Zu berechnen sind die Spannkräfte, welche entstehen, wenn zur Verstärkung ein einfaches Sprengwerk bezw. ein doppeltes Sprengwerk angewendet wird.

Berechnung.

a) Berechnung des Fachwerks mit einfachem Sprengwerk.

Die Gesamtbelastung des Verbindungssteges beträgt:

$$(2{,}0 \cdot 15{,}0) \cdot 900 = 27\,000 \text{ kg}.$$

Diese Belastung verteilt sich durch Querträger auf die unteren Knotenpunkte der beiden, parallel und symmetrisch angeordneten Fachwerkträger des Verbindungssteges, so daß jeder Fachwerkträger die Hälfte der Gesamtbelastung $= \frac{27000}{2} = 13\,500$ kg aufzunehmen hat.

Davon entfallen auf die beiden Endknotenpunkte:

je 675 kg $= 2 \cdot 675 =$ 1350 kg

und auf die übrigen Knotenpunkte . . . . . je 1350 kg $= 9 \cdot 1350 = 12\,150$ „

zusammen: 13500 kg.

In Fig. 122, Skz. 1 ist dieser Träger in den Hauptlinien dargestellt; die Spannkräfte sind der Einfachheit halber und der besseren Übersicht wegen graphisch ermittelt worden.

Fig. 122, Skz. 2 stellt den einfachen Träger ohne Sprengwerk dar, wobei nur die Lasten P auf den Träger wirken ($X' = 0$) und Skz. 3 ist der Kräfteplan zur Ermittlung der Spannkräfte S_0, welche durch die Lasten P in den einzelnen Stäben des einfachen Trägers ohne Sprengwerk entstehen.

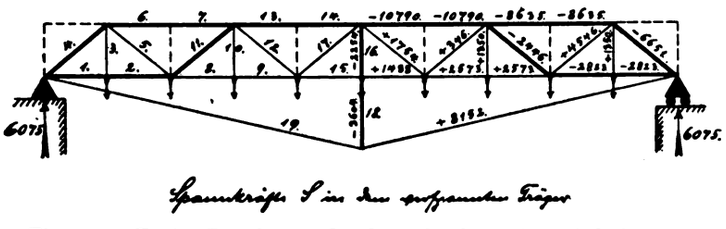


Fig. 125. Z. A.: Berechnung der Spannkräfte einiger einfacher, verspannter Fachwerkträger und vollwandiger Träger.

In Fig. 127, 1 ist der Belastungszustand des Trägers wiedergegeben, bei dem alle Lasten $P = 0$ sind und nur die Unbekannte $X' = (-1)$ auf das Fachwerk einwirkt. Als statisch unbestimmbare Größe X' ist die Spannkraft in der Druckstrebe des Sprengwerks gewählt; Fig. 127, 2 zeigt den Kräfteplan für diesen Belastungszustand.

Die auf diese Weise erhaltenen Spannkräfte S_0 und S' sind in nachfolgender Tabelle I zusammengestellt und ebenso enthält die Tabelle I die Länge der einzelnen Stäbe sowie die Querschnittsgrößen derselben.

Um nun den Wert der statisch unbestimmbaren Größe X' zu berechnen, ist die Formel VII zu benutzen, welche lautet:

$$X' = \frac{-\Sigma\left(S' S_0 \frac{s}{E \cdot F}\right)}{\Sigma\left(S'^2 \frac{s}{E \cdot F}\right)} + \frac{-\Sigma(S' \cdot \varepsilon \cdot t\, s)}{\Sigma\left(S'^2 \frac{s}{E \cdot F}\right)}.$$

In der Aufgabe ist aber die Berücksichtigung einer Temperaturänderung nicht vorgeschrieben, so daß das letzte Glied außer Acht gelassen werden kann und, da sämtliche Stäbe aus ein und demselben Material bestehen, so kann auch E unberücksichtigt bleiben, da dieser Wert in diesem Fall für alle Stäbe gleich groß ist, womit die Formel zur Berechnung von x' übergeht in:

$$X' = \frac{-\Sigma\left(S' S_0 \frac{s}{F}\right)}{\Sigma\left(S'^2 \frac{s}{F}\right)}.$$

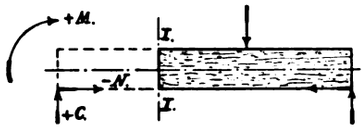


Fig. 126. Z. A.: Berechnung der Spannkräfte einiger einfacher, verspannter Fachwerkträger und vollwandiger Träger.

Der Einfluß der Temperaturänderung würde bei Anwendung eines festen und eines beweglichen Auflagers auch so wie so gleich Null sein, wenn angenommen wird, daß die Temperaturänderung sich gleichmäßig über alle Fachwerkstäbe verteilt, da dann $\Sigma S' \cdot s = 0$ wird.

Die Werte $\frac{s}{F}$, $S' S_0 \frac{s}{F}$ und $S'^2 \frac{s}{F}$ sind in der Tabelle I*) enthalten; die Summenausdrücke: $\Sigma\left(S' S_0 \frac{s}{F}\right)$ und $\Sigma\left(S'^2 \frac{s}{F}\right)$ ergeben für den ganzen Träger die Werte:

(— 76 503) und (21,2272).

Mit diesen Werten erhält man für die statisch unbestimmbare Größe X' den Wert:

$$X' = \frac{-\Sigma\left(S' S_0 \frac{s}{F}\right)}{\Sigma\left(S'^2 \frac{s}{F}\right)} = \frac{-(-76\,503)}{21{,}2272}$$

$$= + 3604.$$

Nachdem X' ermittelt ist, ergibt sich die Spannkraft S eines Stabes aus Gleichung IIa zu: $S = S_0 + S' x'$.

Die Spannkräfte S_0, $S' X'$ und S sind in der Tabelle II*) zusammengestellt, und in der Trägerzeichnung (Fig. 125) sind die Zug- sowie Druckspannungen des fertigen, verspannten Trägers eingeschrieben.

Die Zugspannungen sind durch einfache, die Druckspannungen durch doppelte Linien angedeutet. (Fortsetzung folgt.)

Untersuchungen über Stromverluste elektrischer Leitungen.

(Fortsetzung aus Heft 14.)

In vielen Fällen wäre dann der Nachweis leicht zu erbringen, daß die jeweils entstandenen Entladungen oder Stromverluste vorwiegend nur durch die mangelhafte Material- und Formgebung der Isolatorstützen und der mit ihnen verbundenen Ständer oder Stangen verursacht oder vermittelt worden sind.

Zurückgreifend auf die schlechte Wärmeleitungsfähigkeit von Isolatoren wäre zu berücksichtigen, daß diese nach genügender Erwärmung die Wärme auch mit gleicher Zähigkeit festhalten, mit der sie ihrer Aufnahme widerstrebten. Aus diesem Verhalten der Isolatoren ergeben sich aber noch größere Mängel als aus ihrer allmählichen Erwärmung. Denn warme Sommertage sind eben selbst in südlicheren Erdteilen nicht stets von entsprechend warmen Nächten begleitet, auch sind die Nächte oft sehr feucht. In nördlicheren sowie gebirgigen, bewaldeten oder hochliegenden Gegenden treten derartige Temperaturunterschiede öfter und stets auch noch schärfer auf. Und wenn nun der Ausgleich selbst an guten Wärmeleitern Taubildung erzeugen kann, so bedarf es keines Nachweises, daß das an schlechten Wärmeleitern noch viel erheblichere Taubildung verursachen muß. Diese wird in und an schlechten Wärmeleitern auch noch reichlicher auftreten als an guten, ebenso wird sie an schlechten Wärmeleitern ungleich langsamer wieder verschwinden. Die speckige Außenfläche der Porzellanisolatoren hält die tropfenweise sitzende Feuchtigkeit zähe fest. Demnach sind derartige Isolatoren bis zur Verflüchtigung der Feuchtigkeit sehr gute Stromleiter.

---

*) Die Tabellen I und II folgen.

Infolge des vorbeschriebenen physikalischen Verhaltens der Isolatoren wird auch die Feuchtigkeit in Nähe des Rillenbundes durch die daselbst auftretende, teilweise in Wärme umgewandelte elektrische Energie der Leitungen nicht verflüchtigt, vielmehr wird an der speckigen Isolatoroberfläche die Feuchtigkeit perlenweise hochgesaugt und dadurch elektrische Energie sogar zwecklos vergeudet.

Nur durch tunlichste Beschränkung der Kernquerschnitte, entsprechende Bemessung des flachen Isolatorkopfes und durch steile, wenn auch flach geschweifte Führung der möglichst weithalsig zu haltenden unteren Isolatorhülse läßt sich der Übelstand teilweise beschränken. Aus einer ähnlichen Erwägung heraus erscheint der Querschnitt des Isolators Fig. 102, 1, Heft 14 ebenso unbegründet, wie die in seinen Hülsenraum hineinragende Nase. Die in Skz. 2, 3 und Fig. 103 veranschaulichten mittleren Ausladungen wären ebenfalls zu beschränken, während die gleichmäßigen Ausladungen in Fig. 102, 4 ungleichmäßig zu vergrößern, jedoch bezüglich der Zahl zu vermindern wären. Die speckige Struktur des Materials dagegen wird, so lange die Isolatoren in Hartporzellan ausgeführt werden, kaum eine Minderung erfahren können.

Noch gefährlicher als für die Isolation ist das Beschlagen der Ständer mit Feuchtigkeit. Denn diese nehmen zufolge ihrer Struktur unverhältnismäßig viel Feuchtigkeit auf und halten sie aus gleicher Ursache auch länger zurück, wie die Stützen oder gar die Isolatoren. Zufolge dieses Mangels sind die in den Holzständern oder Stangen sitzenden Stützenteile der Isolatoren sehr ungünstig beeinflußt, zumal sie lange Zeit nach Verflüchtigung der an und in den äußeren Teilen der Ständer befindlichen Feuchtigkeit von der tiefer im Holzkerne sitzenden umgeben bleiben. Daß schließlich durch die sich wiederholende Aufnahme und Austreibung der in Holzständern sich findenden Feuchtigkeit die Struktur der ersteren selbst leidet, indem sich Schwindrisse bilden, sei nur nebenbei erwähnt. Und nimmt diese nun gar noch den Zustand von Reif oder Eis an, so wird es noch schlimmer.

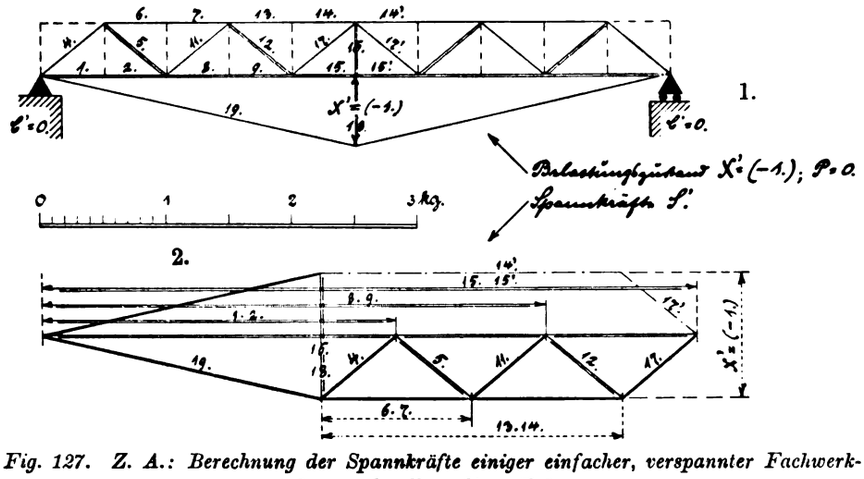


Fig. 127. Z. A.: Berechnung der Spannkräfte einiger einfacher, verspannter Fachwerkträger und vollwandiger Träger.

Es wären nunmehr die Vorgänge zu prüfen, die unter dem Einfluß des Regens an den Isolatoren, ihren Stützen usw. bemerkbar werden.

Infolge der speckigen Beschaffenheit bilden sich auf der Oberfläche der Isolatoren während des Regens feuchte und trockene Inseln, die mit Unterbrechung des Regens scharf vortreten. Die Folge davon ist, daß die Oberfläche der Isolatoren die Ausbreitung elektrischer Ströme nicht genügend zu hindern vermag, zumal Material und Formgebung der Isolatoren, deren Stützen usw. bezl. Einbuße fördert.

Unter Berücksichtigung dieser Tatsache ist es jedenfalls vorteilhaft, wenn beispielsweise die in Fig. 102 und 103 (s. Heft 14) angedeutete oberste Ausladung der Isolatoren möglichst flache Neigung und entsprechende Breite erhält, weil dadurch der größte Teil der mit ziemlicher Geschwindigkeit auftreffenden Regentropfen in geeigneter Weise zurückgeworfen und auch abgeleitet wird. Ebenso darf der Rand der Ausladung Unterschneidungen oder Nasen, wie solche in Fig. 102 oder 103 zu sehen sind, nicht aufweisen, weil diese, im Verein mit der speckigen Oberfläche, das unvorteilhafte Abtropfen des Wassers nur fördern. Die mittleren Ausladungen der Isolatoren in Fig. 101, 102 und 103 haben für die vorteilhafte Ablenkung der Wasserströhne keinen Belang. Die untere Ausladung der Isolatoren wäre hingegen steil, ev. auch mit flacher Schweifung zu führen.

Die flache und große Ausbildung der obersten Ausladung ist aber noch aus folgender Ursache angezeigt.

An vielen Leitungen ist der Nachteil nachzuweisen, daß sie nach den Isolatoren zu Gefälle haben. Demnach strömen während des Regens entlang der Leitungen ziemliche und auch geschlossene Wassermengen, die mit um so größerer Energie auf den Rillenbund treffen, je länger die Leitungsteile sind und je größer das Gefälle ist. Trifft nun dieser Wasserstrom gegen steile und engbegrenzte Isolatorflächen, so wird er fast geschlossen wieder zurückgeworfen, wobei die Wassermenge fast stets an ein und derselben Stelle bzw. geschlossen zum Abfluß gelangt. Schlägt das Wasser aber ununterbrochen an ein und derselben Stelle einer Stütze auf, so wird nicht nur diese unvorteilhaft beeinflußt, sondern auch die nach abwärts schauenden Flächen der unteren Isolatorhülsen, wodurch kriechende Entladungen gefördert werden.

Aus dieser Erwägung würde also auch die Wassernase in der Hülse (Fig. 102) unvorteilhaft sein. Ebenso wäre aus derselben Erwägung heraus die dichte Anordnung von neben- und übereinander angebrachten Leitungsdrähten zu unterlassen, besonders wenn ihre Stützen auf Metallarmen oder Ständern sitzen. Es wird sich zwar nicht immer vermeiden lassen, Leitungen im Gefälle zu verlegen, aber die Masse des letzteren soll doch tunlichst beschränkt werden.

Fehlt den Stützen zur Aufnahme von Hochspannungsleitungen dienender Isolatoren jedwede Isolierhülle, so ist das ebenfalls ein Nachteil; denn beispielsweise weisen die Isolatoren nach Fig. 103 innerhalb und außerhalb je zwei Unterteilungen auf. Der innerhalb der ersteren befindliche Stützenteil sitzt teils in dem Isolatorgewinde fest, teils führt er frei durch den Hülsenraum, während der außerhalb der Isolatoren befindliche Stützenteil von Unterkante Hülsenrand bis zur Oberfläche seiner unteren Befestigungsstelle frei führt, und nicht selten auch innerhalb der Begrenzungen der letzteren selbst. Die vier Teile der Isolatorstützen werden aber durch jene Beeinträchtigungen noch schärfer beeinflußt, als die Isolatoren selbst, auch wenn die Oberfläche der Stützen verzinkt ist.

Denn hat ein Isolator Wärme aufgenommen, so ist diese auch in der mit ersterem, ohne Zwischenschaltung einer Isolierhülle verbundenen Metallstütze nachzuweisen. Je enger nun der Hülsenraum des Isolators und je größer der Abstand zwischen Unterkante Hülse und Oberkante der unteren Befestigungsstelle der Isolatorstütze ist, um so rascher wird der im Isolator festsitzende Stützenteil erwärmt. Man darf dann sagen, daß die rasche und erhebliche Erwärmung der unteren drei Stützenteile durch Vermittlung des obersten Stützenteiles auch dem Isolator von unten mitgeteilt wurde, weil die Erwärmung des ersteren rascher vor sich geht als die des letzteren. Die unverdeckte untere Befestigungsstelle der Stütze wird aber durch in Metall ausgebildete Ständer oder Stangenarme gebildet, und zwar unter Metallberührung, weil der beim Montieren dieser Teile leicht zu beschädigende Ölfarbenstrich als Isolierung nicht zu erachten ist. Bestehen dann die Ständer ganz aus Metall, so ist zwischen Metallstütze, Metallstützenarm und Metallständer unmittelbar eine leitende Verbindung hergestellt. Bei hölzernen Ständern sitzen zwar die die Verbindung zwischen Metallarm und Holzständer oder Stange vermittelnden Metalldorne, Schrauben oder Bolzen im Holz, aber sie stellen mit deren, wenn auch nur chemisch gebundenen Feuchtigkeit trotzdem eine genügend leitende Verbindung her; es kann eben dieser Feuchtigkeitsgehalt vom Holz durch die Erwärmung weder zersetzt noch verflüchtigt werden. (Schluß folgt.)

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

46. Jahrgang. Nr. 35. Begründet von W. H. Uhland. 28. August 1913.

Allgemeiner Teil mit Berechnungen etc. (14 Tages-Ausgabe).

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Hydraulische Blechschere.

Mit Abbildungen, Fig. 128 u. 129.

Zusammenfassung. Beschrieben ist eine hydraulische Schere für starke Bleche, für die vor allem Einfachheit, geringer Verbrauch an Kraft, hohe mechanische Leistung, große Arbeitsgeschwindigkeit, Sicherheit in der Arbeitswirkung uud schnelles Anhalten des Messerbalkens in jeder Höhenlage — im Gegensatz zu Scheren mit Räderantrieb, bei denen das Messer nur in der obersten Lage angehalten werden kann — Kennzeichen sind.

Vor einiger Zeit wurde in den Werkstätten der englischen Firma Davey Brothers Ltd. in Sheffield eine interessante Blech-Schneideinrichtung, bestehend aus Schere und hydraulischem Akkumulator, ausgeführt, deren Zusammenstellung Fig. 128 wieder gibt.

Die Einrichtung ist zum Abscheren von Blechtafeln bis zu 1¾″ e Dicke und 8′ e Breite zu brauchen und soll beim Schneiden von 1″-Blech etwa 15 Hübe in der Minute machen.

Die als Hohlgüsse ausgeführten, nebenbei bemerkt, sehr stark gebauten Seitenständer der Maschine a haben an der Basis eine größte Tiefe von 8′ 7½″ e und eine Breite von 2′ 6″; sie sind in Höhe der Materialauflage ⊐-förmig ausgespart, um für das Messer und das zu schneidende Blech die nötige Bewegungsfreiheit zu schaffen.

Die Auflage für das Blech und zugleich die Matrize für das Messer bildet eine im Vertikalschnitt schienenartig gestaltete (vgl. Skz. 3, Fig. 129) Traverse b. Diese hat 4′ 6″ Höhe und eine größte Länge von 15′; sie wird durch 4 × 3 Bolzenschrauben an den Ständern befestigt und trägt oben, wie schon angedeutet, das Gegenmesser, das selbstvrständlich auswechselbar ist.

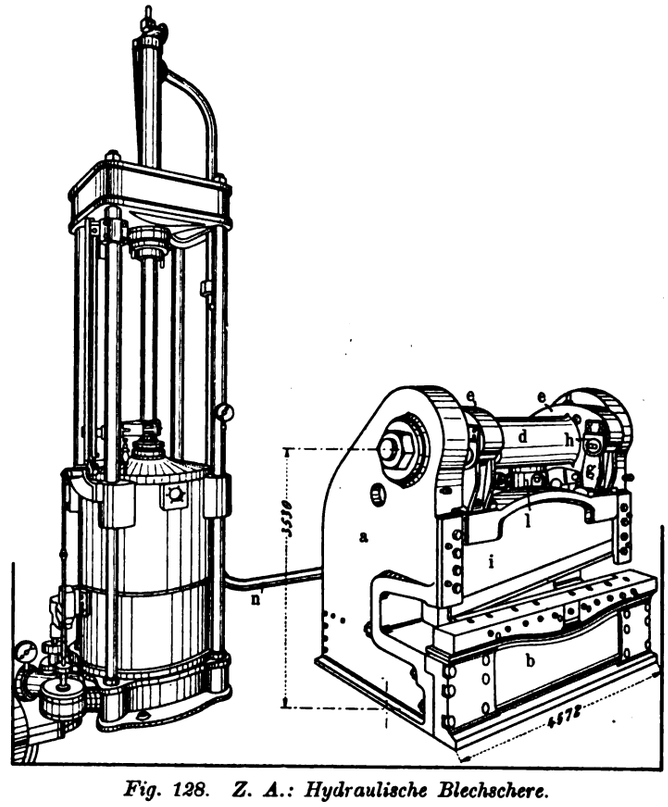


Fig. 128. Z. A.: Hydraulische Blechschere.

Eine zweite Verbindung der Ständer am Fuße der Maschine wird durch die Hohltraverse c von quadratischem Querschnitt hergestellt, die durch 2 × 11 Schrauben mit den beiden Ständern zusammenhängt.

Die dritte Verbindung zwischen den Ständern stellt ein Anker d her, der zugleich den Träger für die Kniehebel e und deren Führung darstellt. Gewaltige Muttern dienen zum Zusammenziehen der Ständer. Die Kurbelwelle ist aus Siemens-Martinstahl 19″ stark geschmiedet und an den Stellen, an denen sich die Kniehebel auflegen, auf 17″ abgesetzt. Die beiden Muttern der Achse d haben nicht weniger als 20″ Durchmesser und 6″ Höhe.

Die Hebel e haben einen Ausschlag (Länge) von 26″ im einen und 32½″ im anderen Hebelarm, woraus sich ein Bewegungsverhältnis von 5 : 4 für den Messerbalken ergibt. An den kürzeren Armen der Hebel e sind die Druckstangen g und an den längeren die f angeschlossen, erstere mittels Zapfen, letztere mittels Kugelgelenkes.

Der Messerbalken ist aus Gußeisen gefertigt und an den Ständern sicher geführt; er hat am einen Ende eine Höhe (Dicke) von 4′ 6½″ e, und am anderen eine solche von 3′ 3½″, d. h. das Messer ist im Verhältnis 1 : 10 schräg eingestellt (vgl. Skz. 2, Fig. 129 u. 128). Nach vorn ist der Messerbalken durch Stahlplatten von 14″ Breite, 3″ Dicke und 3′ 9″ Länge versteift; diese werden durch Schrauben am Balken selbst festgehalten.

Die beiden Messer sind aus Sheffield-Stahl hergestellt und nach sorgfältigem Tempern und Härten geschliffen; sie haben bei einer Breite von 8″ eine Dicke von 2½″ und werden an ihren Lagerstellen je durch elf 1½″-Bolzen festgehalten.

Die beiden hydraulischen Zylinder l, welche durch die Stangen f den Messerbalken i betätigen, besitzen je einen Durchmesser von 12½″ e und der Kolbenhub stellt sich auf 15½″ e. Der wirksame Messerdruck in ihnen wird im „Engineer“ zu 2 ts per □″ angegeben. Die Kolbenpackung besteht in U-förmigen Ledermanschetten, die durch einen Stahlring am Herausspringen gehindert werden.

Daneben sind noch zwei Abhebzylinder m aus Gußstahl von je 14″ Durchmesser und 7″ Hub ihrer Kolben vorgesehen; sie werden vom Akkumulator unmittelbar unter einen Druck von 800 Pfund per □″ gesetzt. Die Zylinder haben Gleitflächen aus Stahl und Packungsringe aus gun metal = Kanonenmetall. Die an ihren Kolben angeschlossenen Druckstangen betätigen durch Hebel der aus Skz. 3, Fig. 129 erkennbaren Anordnung die Messerbalken für den Rückhub.

Der hydraulische Akkumulator ist nach den Patenten von Holmes and Davy's ausgeführt und mit der neuesten Schnellsteuereinrichtung versehen. Der zugehörige Dampfzylinder hat 65″ Durchmesser und einen Arbeitshub von 6′ 6″; sein maximaler Hub soll sich auf 7′ 6″ belaufen. Der Betriebsdruck ist zu 80 Pfund e per □″ festgesetzt. Die aus Stahl gefertigte Kolbenstange bildet oben einen hydraulischen Plunger von 8″ Stärke; dieser kann einen Druck bis zu 2 ts. auf den □″ übertragen und erteilt den Kolben in den Messerzylindern einen Hub von 15½″, also dem Messer selbst einen solchen von 12″.

Der hydraulische Zylinder des „Druck-Verstärkers“ (intensifier) ist auf einer mit dem Dampfzylinder durch vier Säulen verbundenen Tragplatte festgemacht. Der Dampfzylinder ist aus Gußeisen erstellt und auf eine ungewöhnlich schwere Gußplatte aufgesetzt.

Der Kolben trägt Ringe von Lockwood and Carlisle, desgl. solche Federn und wird durch eine Stahlnuß auf der Kolbenstange festgehalten.

Zur Betätigung des Steuerventiles dient eine von Holmes and Davy's geschaffene Steuerung, bei der der Hub des Verstärkers unter ständiger Kontrolle gehalten wird.

F. Ch.

Berechnung der Spannkräfte einiger einfacher, verspannter Fachwerkträger und vollwandiger Träger.

Von **Franz Röpke** in **Hamburg.**

Mit Abbildungen, Fig. 130 bis 135.

(Fortsetzung aus Heft 17.)

b) Berechnung des Fachwerkträgers mit doppeltem Sprengwerk.

Die Spannungen S_0 für den Belastungszustand P sind dieselben, wie bereits unter a ermittelt wurde (Fig. 122, Heft 17, Skz. 2 u. 3). Für die statisch unbestimmbare Größe X′ ist jetzt die Spannkraft der mittleren Zugstange des Sprengwerks eingeführt (Fig. 131, Skz. 1); die Spannkräfte S′ für X′ = (+ 1) sind dem Kräfteplan (Fig. 131, Skz. 2) zu entnehmen; die Tabelle III enthält eine Zusammenstellung der gegebenen und der ermittelten Größen.

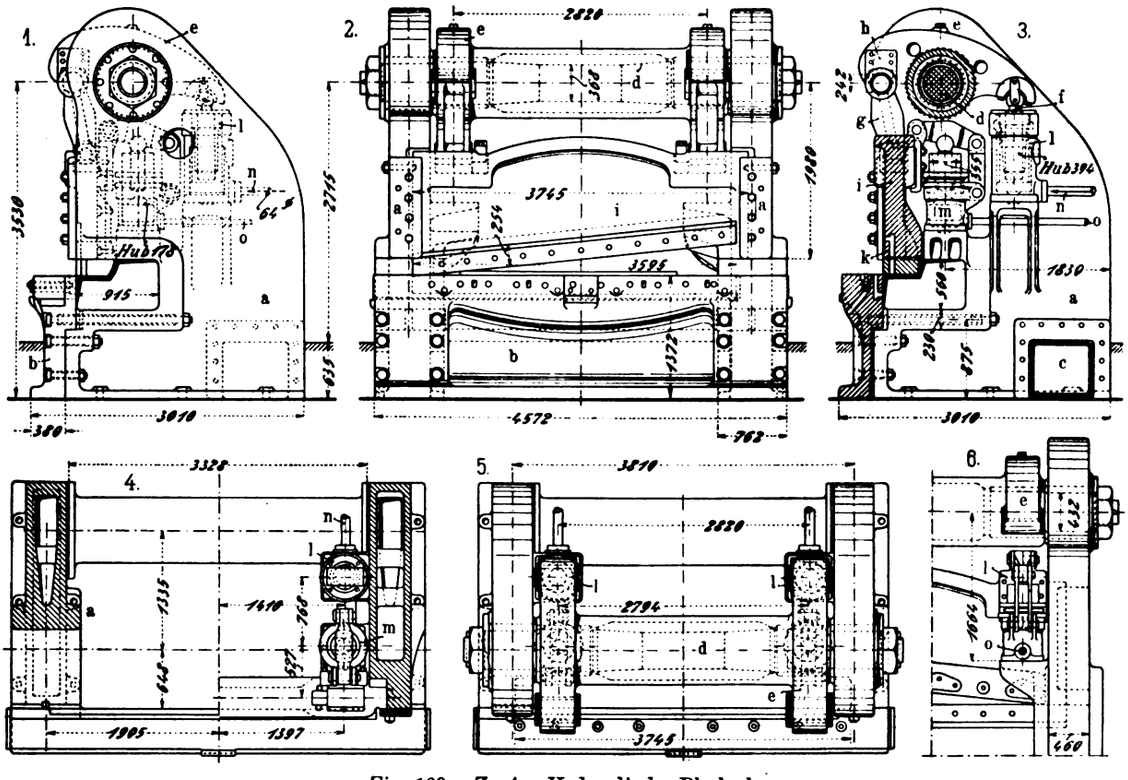


Fig. 129. Z. A.: Hydraulische Blechschere.

Die Summenausdrücke $\Sigma\left(S' S_0 \frac{s}{F}\right)$ und $\Sigma\left(S'^2 \frac{s}{F}\right)$ ergeben für das doppelte Spannwerk die Werte: (— 29 974) bezw. 3,6054, so daß bei dieser Anordnung die statisch unbestimmbare Größe X′ den Wert erhält:

$$X' = -\frac{-\Sigma\left(S' S_0 \frac{s}{F}\right)}{\Sigma\left(S'^2 \frac{s}{F}\right)} = \frac{-(-29974)}{3{,}6054} = +8314.$$

Tabelle II (Fig. 125, Heft 17).

Spannkräfte in kg	Obere Gurtung				Untere Gurtung				
	6.	7.	13.	14.	1.	2.	8.	9.	15.
S_0	— 12960	— 12960	— 19440	— 19440	+ 7290	+ 7290	+ 17010	+ 17010	+ 20250
S′X′	+ 4325	+ 4325	+ 8650	+ 8650	— 10113	— 10113	— 14437	— 14437	— 18762
S	— 8635	— 8635	— 10790	— 10790	— 2823	— 2823	+ 2573	+ 2573	+ 1488

Spannkräfte in kg	Diagonalen					Vertikalen			Sprengwerk	
	4.	5.	11.	12.	17.	3.	10.	16.	18.	19.
S_0	— 9455	+ 7350	— 5250	+ 3150	— 1050	+ 1350	+ 1350	+ 1350	0	0
S′X′	+ 2804	— 2804	+ 2804	— 2804	+ 2804	0	0	— 3604	— 3604	+ 8152
S	— 6651	+ 4546	— 2446	+ 346	+ 1754	+ 1350	+ 1350	— 2254	— 3604	+ 8152

II. Auf dem Dache eines Kesselhaus-Anbaues soll ein Wasserbehälter aufgestellt werden. Die vorhandene Dachkonstruktion reicht aber nicht aus, diese erhöhte Belastung ohne weiteres mit genügender Sicherheit aufzunehmen, so daß die Fette (Unterzug), welche durch die Aufstellung des Wasserbehälters stärker belastet wird, versteift werden muß. Der vorhandene Unterzug besteht aus einem I-Eisen Nr. 32 und soll zur Versteifung mit einem Sprengwerk versehen werden. Die lichte Weite zwischen den Mauern beträgt 11 m; das eine Trägerende ist fest, das andere beweglich gelagert. Die Temperaturänderung soll unter der Annahme berücksichtigt werden, daß sie sich über den ganzen Träger gleichmäßig verteilt. Als größte Temperaturänderung sollen 30° C in Rechnung gestellt werden. Die Belastung ist in den Fig. 130 u. 133 bis 135 angegeben.

Zu berechnen sind die Spannkräfte für ein einfaches Sprengwerk und für ein doppeltes Sprengwerk.

Berechnung.

a) Berechnung des Unterzuges mit einfachem Sprengwerk.

Die statisch bestimmbaren Auflagerkräfte C_1 und C_2 ergeben sich gemäß der Lastverteilung nach Fig. 134 und 135 zu:

$$C_1 = \frac{12 \cdot 500}{2} + \frac{1000\,(7500 + 10200)}{11400} \sim 4550 \text{ kg},$$

$$C_2 = (12 \cdot 500 + 2 \cdot 1000) - 4550 = 3450 \text{ kg}.$$

Die über die Auflager hinausragenden freien Enden des Trägers kommen für die Berechnung der virtuellen Formänderungsarbeit nicht in Betracht, weil die Biegungsmomente und die Längsspannungen nur zwischen den Auflagern auftreten; der Beitrag der überstehenden Enden zur virtuellen Formänderungsarbeit ist daher = 0.

Als statisch unbestimmbare Größe X′ wird hier zweckmäßig die Horizontalkomponente der Spannkraft S_1 (Fig. 130) der Zugstange des Sprengwerks gewählt; es wird dann das Biegungsmoment M für irgend einen Querschnitt I I:

$$M = C_1 \cdot x - S_1 \cdot r,$$

$$= C_1 \cdot x - X'(y + e_1).$$

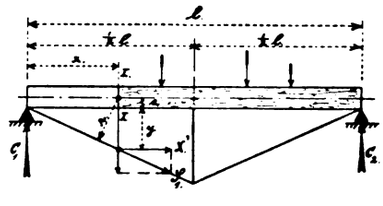


Fig. 130. Z. A. Berechnung der Spannkräfte einiger einfacher, verspannter Fachwerkträger und vollwandiger Träger.

Nun ist aber $C_1 \cdot x$ das Biegungsmoment des einfachen Balkens ohne Sprengwerk, welches mit M_0 bezeichnes wird, so daß man auch schreiben kann:

$$M = M_0 - X'(y + e_1).$$

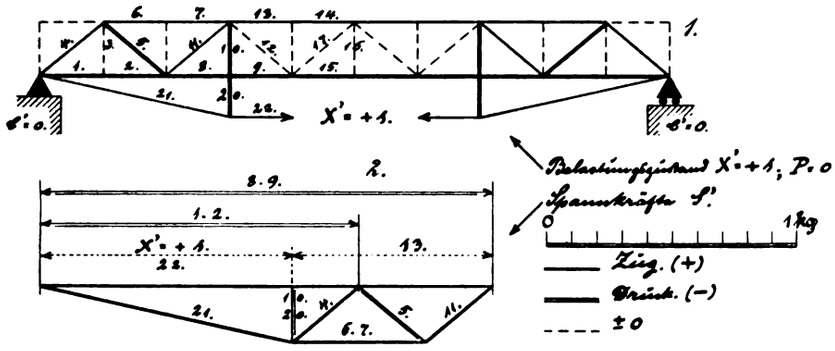


Fig. 131. Z. A.: Berechnung der Spannkräfte einiger einfacher, verspannter Fachwerkträger und vollwandiger Träger.

Der Einfachheit wegen möge aber die Größe e_1 außer acht gelassen werden, indem wir annehmen, daß die Zugstange in der neutralen Achse des Balkens angreift, wofür $e_1 = 0$ wird.

Es ist dann:

$$M = M_0 - X' \cdot y = M_0 - M',$$

sofern das Moment X' y mit M' bezeichnet wird.

Die Längskraft N, welche am linken Teil des Trägers angreift, hat dieselbe Größe wie X', da sie aber von links nach rechts gerichtet ist und den Trägerquerschnitt auf Druck beansprucht, so wird N in bezug auf den Träger: $N = -X'$, und für den gedachten Belastungszustand $X' = +1$ $(P = 0)$ wird:

$$N' = -1,$$
$$M = M_0 - M' = M_0 - 1 \cdot y,$$
$$M_0 = 0 \text{ da } (P = 0),$$
$$M' = \frac{\partial M}{\partial X'} = -y.$$

Nach Formel IX ist die virtuelle Formänderungsarbeit eines verspannten, vollwandigen Trägers, der an beiden Enden frei aufliegt, gleich:

$$\int N' \frac{N}{E \cdot F} dx + \int M' \frac{M}{EJ} dx + \int N' \cdot \varepsilon \cdot t \cdot dx + \int M' \varepsilon \frac{\triangle t}{h} dx + \Sigma\left(S' S_0 \frac{s}{EF}\right) + X' \Sigma\left(S'^2 \frac{s}{EF}\right) + \Sigma(S' \varepsilon \cdot t \cdot s) = 0,$$

worin ds mit dx vertauscht ist, weil der Abstand des betrachteten Balkenquerschnittes I I von dem linken Auflager mit x bezeichnet wurde, so daß das Differential gleich dx wird.

Da nach der Aufgabe die Temperaturänderung t sich gleichmäßig über den Träger verteilen soll, so wird $t_1 - t_2 = \triangle t = 0$ und

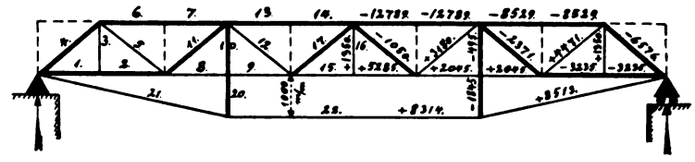


Fig. 132. Z. A.: Berechnung der Spannkräfte einiger einfacher, verspannter Fachwerkträger und vollwandiger Träger.

Tabelle I. (Vgl. Text in Heft 17.)

Bezeichnung der Stäbe		Form der Stab-Querschnitte	Größe der Querschnitte F cm²	Länge der Stäbe s m	$\frac{s}{F}$	Spannkräfte S_0 kg	Spannkräfte S' kg	$S' S_0 \frac{s}{F}$	$S'^2 \frac{s}{F}$
Obere Gurtung	6.	2 ∠ 60. 60. 8	2 · 8,96 = 17,92	1,500	0,0837	— 12960	+ 1,200	— 1302	0,1205
	7.					— „	+ „	— 1302	0,1205
	13.					— 19440	+ 2,400	— 3905	0,4821
	14.					— „	+ „	— 3905	0,4821
Untere Gurtung	1.	2 ∠ 60. 60. 8	2 · 8,96 = 17,92	1,500	0,0837	+ 7290	— 2,806	— 1712	0,6589
	2.					+ „	— „	— 1712	0,6589
	8.					+ 17010	— 4,006	— 5703	1,3432
	9.					+ „	— „	— 5703	1,3432
	15.					+ 20250	— 5,206	— 8824	2,2684
Diagonalen	4.	2 ∠ 55. 55. 6	2 · 6,24 = 12,48	1,950	0,156	— 9455	+ 0,778	— 1147	0,0944
	11.					— 5250	+ „	— 637	0,0944
	17.					— 1050	+ „	— 127	0,0944
	5.	2 ⊏ 60. 6	2 · 3,6 = 7,2		0,270	+ 7350	— 0,778	— 1543	0,1634
	12.					+ 3150	— „	— 662	0,1634
	3.	2 ∠ 55. 55. 6	2 · 6,24 = 12,48	1,250	0,100	+ 1350	0	0	0
	10.			„	„	+ „	0	0	0
Vertikalen			Für die eine Trägerhälfte der symmetrisch angeordneten Stäbe ist . . .				$\Sigma S' S_0 \frac{s}{F} =$	— 38184	— — —
							$\Sigma S'^2 \frac{s}{F} =$	— — —	8,0878
			Für die gleichen Stäbe der anderen Hälfte haben die Summenausdrücke denselben Wert . . .				=	— 38184	8,0878
	16.	55. 55. 6	12,48	1,250	0,100	+ 1350	— 1	— 135	0,1000
Sprengwerk	18.	2 ⊐C NP. 12	2 · 17,04 = 34,08	1,700	0,050	0	— 1	0	0,0500
	19.	2 ⊏ 80. 10	2 · 8,0 = 16,0	7,670	0,479	0	+ 2,262	0	2,4508
	20.			„	„	0	+ „	0	2,4508
			Für den ganzen Fachwerkträger ist				$\Sigma S' S_0 \frac{s}{F} =$	— 76503	— — —
							$\Sigma S'^2 \frac{s}{F} =$	— — —	21,2272

folglich auch das Integral $\int M' \varepsilon \frac{\triangle t}{h} dx = 0$,

sowie auch das Summenglied $\Sigma\left(S' S_0 \frac{s}{EF}\right) = 0$, da $S_0 = 0$ ist (einfacher Balken ohne Sprengwerk).

Mit diesen Kürzungen lautet nun die Gleichung der virtuellen Formänderungsarbeit für das vorliegende Beispiel:

$$\underbrace{\int_0^l N' \frac{N}{EF} dx + \int_0^l M' \frac{M}{EJ} dx}_{\text{Einfluß der Lasten auf den Träger.}} + \underbrace{\int_0^l N' \varepsilon t \, dx}_{\text{Einfluß der Temperaturänderung auf den Träger.}} + \underbrace{X' \Sigma\left(S'^2 \frac{s}{EF}\right)}_{\text{Einfluß der Lasten auf das Sprengwerk.}} + \underbrace{\Sigma(S' \cdot \varepsilon \cdot t \cdot s)}_{\text{Einfluß der Temperaturänderung auf das Sprengwerk.}} = 0.$$

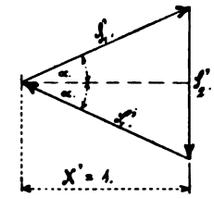


Fig. 133. Z. A.: Berechnung der Spannkräfte einiger einfacher, verspannter Fachwerkträger und vollwandiger Träger.

Die Integrale erstrecken sich über die ganze Länge des Trägers zwischen den Auflagern; die Summenausdrücke auf sämtliche Stäbe des Sprengwerkes.

Zur weiteren Ausrechnung dieser Gleichung müssen nun für N' N, M' M und S' bestimmte Werte eingesetzt werden; die ersteren wurden bereits ermittelt zu:

$$N' = -1, \quad N = -X',$$
$$M' = -y, \quad M = M_0 - X' y.$$

Bezeichnet man die Spannkräfte in den Zugstangen des Sprengwerkes für den Belastungszustand $X' = 1$ mit S'_1 und die Spannkraft der Druckstrebe für den gleichen

Belastungszustand mit S'_2, so wird mit bezug auf Fig. 133:

$$S'_1 = \frac{1}{\cos \alpha}, \qquad S'_2 = -2 \cdot \operatorname{tg} \alpha.$$

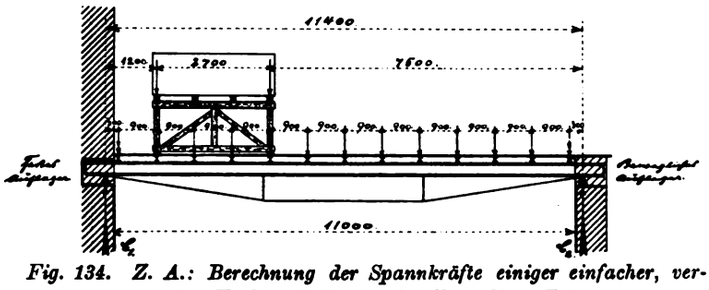


Fig. 134. Z. A.: Berechnung der Spannkräfte einiger einfacher, verspannter Fachwerkträger und vollwandiger Träger.

Anmerkung. Bitte nachstehende Korrekturen zu beachten:

Heft 15, Seite 69,
2. Spalte, Zeile 37 von oben: Statt $X = 1$ ist zu setzen: $X' = 1$
„ „ „ 40 „ „ „ $\Sigma(S \Delta s)$ „ „ „ $\Sigma(S' \Delta s)$
„ „ „ 49 „ „ „ $S'' = 1$ „ „ „ $X'' = 1$

Heft 16, Seite 72,
1. Spalte, Zeile 11 von oben: Statt Durchschnitt ist zu setzen: Querschnitt
„ „ „ 8 „ unten: „ $X = 1$ ist zu setzen: $X' = 1$
2. „ „ 25 „ oben: „ unteren Achse ist zu setzen: neutralen Achse
„ „ „ 8 „ unten: „ Fig. 116 ist zu setzen: Fig. 115
„ „ „ 2 „ „ „ $t_v = \Delta t \cdot \frac{v}{h}$ ist zu setzen: $\Delta t_v = \Delta t \cdot \frac{v}{h}$

(Fortsetzung folgt.)

Untersuchungen über Stromverluste elektrischer Leitungen.

(Schluß aus Heft 17.)

Damit Feuchtigkeit schwerer in die Ständer eintritt, werden diese bekanntlich angekohlt, mit teerartigen Stoffen imprägniert oder gestrichen, während das Fundament in schlechtleitenden Materialien hergestellt wird. Die Schutzhülle solcher Ständer wird aber durch den Sand des Bodens usw. zerstört. Und kann die im Holzständer chemisch gebundene Feuchtigkeit mit der anschließenden Erdfeuchtigkeit auch nur an einer Stelle mittelbare Verbindung erhalten, so ist der Nachweis erbracht, warum die an trockenen oder heißen Isolatoren auftretenden Glimm- und Büschelentladungen verhältnismäßig nur selten von Durchschlägen begleitet sind. An diesem Sachverhalte ändert sich nichts, wenn die Stangenarme ebenfalls in Holz hergestellt sind, es müssen daher die unteren und oberen Befestigungsstellen der Isolatorstützen ebenfalls isoliert werden, auch wenn die Ständerarme und die Ständer oder Stangen selbst in Holz erstellt sind.

Die Formgebung der Isolatoren wird nach Erfüllung obiger Anforderungen wohl anderen Gesichtspunkten zu unterstellen sein.

Die Verzinkung von Isolatorstützen ist wohl ebenfalls als zweischneidige Abwehr zu bezeichnen. Wenn die Zinkhülle, solange sie unversehrt ist, auch das Rosten der Stützen hindert, so besteht doch zwischen Zink und elektrischen Strömen eine schärfere Anziehung als zwischen letzteren und Eisen; diese Anziehung tritt, wenn verzinktes Eisen vorhanden ist, sogar noch schärfer zutage, wie im ersteren Falle. Denn verzinktes Eisen ist als mechanisch oder galvanostegisch hergestellte unmittelbare Metallverbindung zu erachten, die unter Einfluß von atmosphärischen Einwirkungen eine kurzgeschlossene galvanische Kette bildet, in der das Zink solange als Lösungselektrode und das Eisen als Ableitungselektrode zu erachten ist, als die Zinkhülle des ersteren unversehrt bleibt. Da aber in dieser stets molekulare Spannungen bestehen, die durch kaum meßbare atmosphärische Einwirkungen ausgelöst werden können, wobei die Elektroden ihren Charakter leicht wechseln, wird die dadurch ermöglichte Wanderungsfähigkeit der Jonen beider Elektroden durch elektrische Ströme sehr empfindlich beeinflußt. Solche Einflüsse sind aber in vorliegendem Falle durch die oben erörterten Beeinträchtigungen der Isolatoren gegeben, weil diese mit ihren Stützen unmittelbar verbunden sind. Und wird noch die oben beschriebene Verbindungsweise der letzteren mit ihren Ständern berücksichtigt, so kann nicht behauptet werden, daß die Anziehungsfähigkeit der Metallstützen dadurch Einbuße erleidet, besonders nicht in den Fällen, wo die Ständer oder Stangenarme aus Metall bestehen.

Von welchen Gesichtspunkten also auch immer die Verzinkung der Metallstützen geprüft wird, sie erweist sich, mit Ausnahme eines bedingungsweise vermittelten Rostschutzes, als schädlich.

Zink erwärmt sich leichter als Eisen, es hält Feuchtigkeit zufolge der fettigen Oberfläche inniger gebunden wie Eisen, ist gegen schroffe Temperaturwechsel empfindlich, führt Feuchtigkeit in perlenartigen Strähnen ab und bildet mit den Eisenteilen, die seine Verbindung mit dem metallischen Ständer vermitteln, wieder kurzgeschlossene galvanische Ketten. In solchen Fällen bildet die metallische Verbindung der beiden Ketten nicht nur eine Gefährdung ihrer Zinkelektrode, sondern sie zieht auch den elektrischen Strom an, selbst wenn dieser in ziemlichem Abstande von der metallischen Verbindung beider Ketten vorbeiführt. Dennoch kann es, trotz scheinbaren Widerspruches, fast als Vorteil ausgelegt werden, daß Stützen, die die vorbeschriebenen Mängel verraten, das Auftreten von Durchschlägen gewissermaßen hindern. Keinesfalls aber umfaßt der eigentliche Bestimmungszweck der Stützen eine derartige Vermittlung, weil sonst der Zweck der Isolatoren überhaupt in Frage gestellt sein würde.

Wäre zwischen zwei Übeln das kleinere zu wählen, so wären die Ständer oder Stangenarme, wenn es angängig erscheint, in Holz auszubilden. Diese Holzteile sollten aber nach vorausgehender Erwärmung nur mit solchen teerartigen Stoffen durchtränkt werden, deren flüchtige Bestandteile durch geeignete Mittel chemisch gebunden sind. Derart behandelte Hölzer können Feuchtigkeit oder Niederschläge weder aufnehmen, noch festhalten. Zumindest sollten aber die betreffenden Holzteile vor ihrer Verwendung mit warmem Karbolineum gründlich getränkt werden, welche Tränkung zeitweilig zu erneuern sein würde.

Betonfundamente, wie solche in Verbindung mit Metallständern zur Ausführung gelangen, leiden an dem Übelstand, daß Beton Feuchtigkeit energisch an sich zieht und auch festhält. Demzufolge können in solchen Fundamenten sitzende Metallständer den oben festgelegten Anforderungen nicht gerecht werden, auch wenn sie vor dem Einbetonieren mit Ölfarbe gestrichen wurden. Diese wird, wie wir oben sahen, meist schon vor dem Versetzen der Metallständer zerstört. Zudem zersetzt Beton Ölfarbenanstriche und auch Asphaltränkung. Allerdings lassen sich jene Nachteile dadurch zum Teil beseitigen, daß man dem Beton während seiner Bereitung geringe Menge von Lösungen beifügt, die die Feuchtigkeitsaufnahme hindern. Diese Mittel haben aber den Nachteil, daß sie die Festigkeit des Betons beeinträchtigen, wenn sie in größerer Menge zur Anwendung gelangen. Das Bestreichen der Betonfundamente mit teerartigen oder wasserabweisenden Mitteln ist nur dann von Erfolg, wenn die ersteren mit dem Beton innige Verbindung eingehen. Zudem wäre zu berücksichtigen, daß die Sohle der Betonfundamente nur dann gestrichen werden kann, wenn fertige Betonhohlblöcke zur Anwendung gelangen.

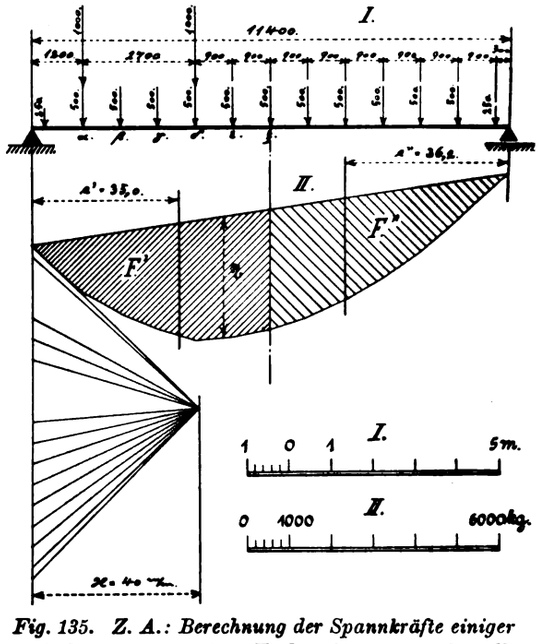


Fig. 135. Z. A.: Berechnung der Spannkräfte einiger einfacher, verspannter Fachwerkträger und vollwandiger Träger.

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

46. Jahrgang. Nr. 37. Begründet von W. H. Uhland. 11. September 1913.

Allgemeiner Teil mit Berechnungen etc. (14 Tages-Ausgabe).

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Die Eisenbauten von Breest & Co.

auf der Internationalen Baufach-Ausstellung, Leipzig 1913.

Mit Abbildungen, Fig. 136 bis 138 und Zeichnungen auf Tafel 38 u. folg.

Zusammenfassung. Beschrieben und durch Abbildungen im Text, sowie Zeichnungen auf Tafeln wiedergegeben, sind die von Breest & Co. für die Internationale Baufach-Ausstellung zu Leipzig ausgeführten Eisenkonstruktionen. Diese betreffen vor allen das Monument des Eisens, eine in ihrer Art einzig dastehende Eisenkonstruktion, weiter die interessante Dachkonstruktion über dem Gebäude der Leipziger Jahresausstellung, bei der es galt, das so schwierige Problem der zweckmäßigen Belichtung eines großen Ausstellungssaales mit freitragender Decke und Oberlicht zu lösen, ferner die Wissenschaftliche Halle, usw.

Wenn man das weite Gelände der Internationalen Baufach-Ausstellung durchstreift, so wird man ein Vorherrschen des Holzes als Baumaterial der Ausstellungshallen feststellen, das, wie sich zwar erst später zeigte, durch nichts gerechtfertigt war — selbst nicht durch das meist Ausschlaggebende, den Preis.

Wenn man allerdings Prunkbauten mit falschen Fassaden, deren mächtige Quader man fast mit der bloßen Faust durchschlagen kann, errichten will, so eignet sich dieses Baumaterial wegen seiner leichten Anpassungsfähigkeit an die Form wie kein anderes.

Verläßt man aber das Prinzip der Schwindelarchitektur mit ihrer Vortäuschung von antiken oder Renaissanceprachtbauten, so kommt man zu ganz anderen Bauwerken, deren vorzüglichstes Material das Eisen ist.

Dies gilt in erster Linie von Maschinenhallen, die allerdings heute schon fast allgemein aus Eisen hergestellt werden, weil ein Holzgespärr, abgesehen von der Brandgefahr, kein rechter Rahmen für die schlanken und eleganten Formen der bewegten Teile ist. Aber nicht allein für Maschinenhallen eignet sich das Eisen als Baumaterial vor allen anderen, gerade die Internationale Baufach-Ausstellung zeigt an zwei interessanten Hallenbauten, wie selbst Kunstwerke in einem reinen Eisenbau an Wirkung nichts verlieren, wie durch eine richtig und geschmackvoll gestaltete Eisenkonstruktion auch ein einer Kunstausstellung würdiger Rahmen geschaffen werden kann:

1. Das Gebäude der Leipziger Jahresausstellung.

(Fig. 136 bis 138.)

Dieser Hallenkomplex liegt mit seiner Grundfläche von 1600 qm zwischen der Betonhalle, und zwar axial zu ihr, und der Wissenschaftlichen Halle von der in einem späteren Aufsatz die Rede sein soll.

An einen Mittelbau von 20 m Breite und 40 m Länge, der durch die eigenartige Dachform sich in der Längsrichtung in drei Säle gliedert, die durch Einschiebwände von einander getrennt werden können, schließen sich beiderseitig Seitenschiffe von 8 m Breite an. Das Bauwerk stellt also im Grundriß nahezu ein Quadrat dar (40 × 36 m). Das dreiteilige Mittelschiff ist vor allem für Gemälde und Plastiken bestimmt, die beiden Seitenschiffe sollten als Kupferstich-Kabinette, also vornehmlich für graphische Kunst, verwendet werden. In jedem Seitenschiff ist an beiden Enden je ein Raum von 25 qm Größe für Bureau-, Garderoben- und Lagerzwecke abgetrennt.

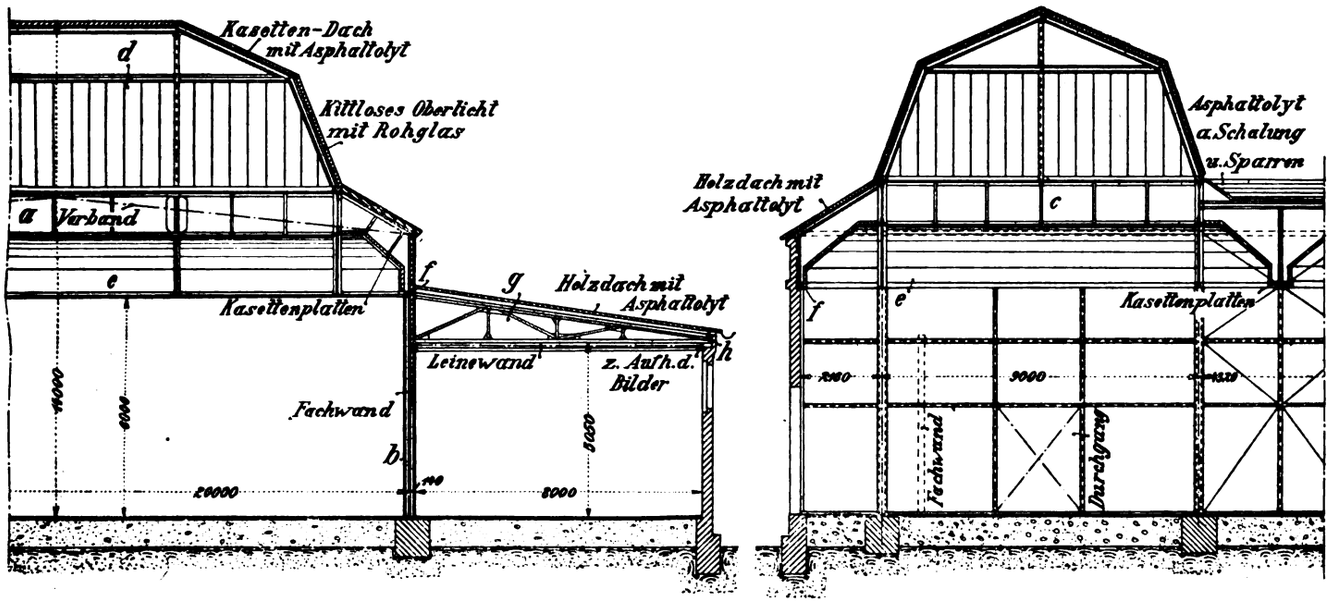


Fig. 136. Z. A.: Die Eisenbauten von Breest & Co. auf der Internationalen Baufach-Ausstellung, Leipzig 1913.

Das Wichtigste bei einem museumartigen Bau ist natürlich die Möglichkeit, eine große Zahl gutbelichteter Bilder unterbringen zu können; ein Problem, welches schon lange die Architektenkreise beschäftigt. Dieses scheint hier in einer neuen Art einwandfrei gelöst zu sein.

Nach einem Vorschlage von Professor Alfred Lichtwark, dem Hamburger Museumsdirektor, hat jeder der drei großen Säle einen hohen Lichtaufsatz (vgl. Fig. 136 bis 138) mit ganz steilen Glasflächen erhalten. Dieser gibt dem Raum ein sehr günstig verteiltes Licht und die Beobachtung hat gezeigt, daß die störenden Spiegelungen, die oft den Genuß eines Kunstwerks so sehr beeinträchtigen, vollkommen vermieden sind. Um die letzte Wirkung der Sonnenstrahlen, insbesondere auch ihre Hitze abzudämpfen, haben die Oberlichtscheiben einen matten Anstrich mit Lasurfarbe erhalten, der von innen aufgestrichen, dem Einfluß des Wetters entzogen ist und lange Jahre vorhält. Hierdurch konnten Velarien entbehrt werden, durch welche die kuppelartige Raumwirkung erheblich beeinträchtigt worden wäre.

Was die Architektur dieses schlichten Museums betrifft, so konnten zunächst mit Rücksicht auf die vorhandenen Mittel, keine großen Aufwendungen gemacht werden. Kräftige Pfeilervorsprünge und ein einfaches Gesims beleben die Wandflächen, aber die eigentümliche Dachform dürfte schon zur Genüge den Zweck des Bauwerks von außen erkennen lassen.

Die Dachflächen sind mit einem neuen pappartigen, aber dauerhaft imprägnierten Material, Asphaltolyt, gedeckt, welches mit einer Chromfarbe grün gestrichen wurde, die an der Luft nach wenigen Wochen patinaartig verwittert und in dieser Form sich lange Zeit hält.

Das Haus der L. I. A. steht durch einen überdachten Zwischenbau mit der Betonhalle in Verbindung und wenn es auch von der

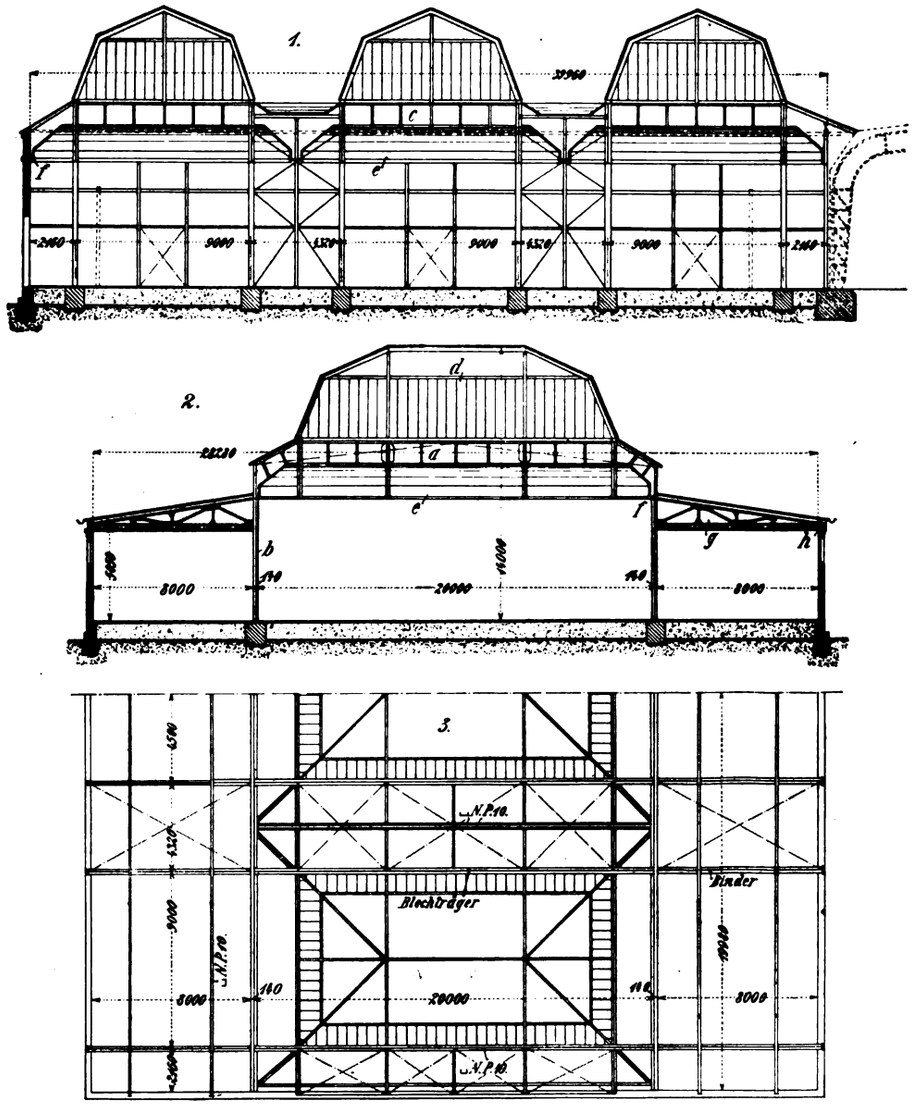


Fig. 137. Z. A.: Die Eisenbauten von Breest & Co. auf der Internationalen Baufach-Ausstellung, Leipzig 1913.

Firma Breest & Co., welche mit dem Entwurf und der Ausführung betraut worden war, vorläufig nur für zwei Jahre leihweise überlassen ist, so bestehen doch Wunsch und Absicht, es im Anschluß an die bestehen bleibende Festhalle den Leipziger Künstlern dauernd zu erhalten.

Im Hinblick auf die Möglichkeit dauernden Bestandes und weil es für die Sicherheit der bedeutenden Kunstschätze wünschenswert schien, sind die Umfangswände massiv 1½ Stein stark gemauert und von außen mit gelblichem Kratzputz, von innen mit einfachem Kalkmörtelputz versehen worden. Die Trennungswände zwischen dem Hauptsaal und den Seitenhallen bestehen aus beiderseits geputztem ½ Stein starkem Eisenfachwerk, welches, wie alle inneren Wandflächen, mit Rupfen bespannt wurde. Der Fußboden ist eine 15 cm starke Betonschüttung in Mischung 1 : 12, mit einem 2 cm starkem Zementglattstrich 1 : 2, der noch mit Kokosläufern von gelber Farbe bedeckt ist.

Im Hauptsaal besteht die Decke aus Bimsbetonkassettenplatten von einfacher aber schöner Gliederung. In den Seitenschiffen wurde aus Ersparnisgründen vorläufig unter die Dachkonstruktion eine weiße Stoffdecke gespannt und die definitive Putzdecke für später in Aussicht genommen.

Die Oberlichte der Haupthalle sind in kittloser Konstruktion mit Schweißwasserrinnen zur Ausführung gekommen und zwar einmal wegen der besseren Dichthaltung und der sicheren Abführung etwaigen Schwitzwassers, zum anderen aber auch, weil eine kittlose Verglasung mit ihren leichtlöslichen Verschraubungen im Falle eines Abbruches des Gebäudes die Demontage der Oberlichte erleichtert und die Wiederverwendung des Drahtglases besser ermöglicht, als es eine Kittverglasung tun würde.

Eigentümlich, jedoch aus der Grundrißdisposition des Daches und der Oberlichtanordnung gewonnen, ist die Dachausmittlung der Mittelhalle, Fig. 138, welche ohne Erläuterung verständlich, eine gute äußere Ansicht und sichere Wasserabführung anstrebt.

Die Entwässerung geschieht am Mittelbau und an den Seitenschiffen durch besondere Rinnen aus Zink Nr. 12, Abfallrohre sind an den vier Gebäudeecken angeordnet, wobei auf ein Rohr von 15 cm Durchmesser eine zu entwässernde Dachfläche von 400 qm entfällt. Selbstverständlich ist die Entwässerungsanlage an die städtische Kanalisation angeschlossen.

Die Fenster des Hauses, welche lediglich in die Wände der Seitenschiffe eingeschnitten wurden, sind als eiserne Kreuzstabfenster mit weißem Kathedralglas verglast, gebildet; das Verhältnis ihrer Fläche zur Grundfläche des von ihnen erhellten Raumes ist ∞ 1 : 5.

Die Fenster beginnen 3 m über dem Fußboden und erstrecken sich bis unter die als Decke dienende Stoffbespannung. Die Belichtung ist auch in diesen Räumen eine sehr gute und gleichmäßige.

Die Außentüren sind als feuersichere Türen besonderer Konstruktion zur Ausführung gelangt, sie bestehen aus Eisenrahmen mit beiderseitigen Blechbekleidungen, zwischen denen sich eine Asbestfüllung befindet. Innentüren sind nur für die vier Verwaltungsräume an den Enden der Seitenschiffe, und zwar aus Holz, vorgesehen.

Eine eingehende Besprechung soll die Eisenkonstruktion erfahren. Sie ist bei diesem Gebäude das eigentliche raumschaffende Element, denn mit keinem anderen Material hätte der Bau, wenigstens soweit er das Mittelschiff betrifft, in dieser Form geschaffen werden können.

Die Fig. 136 bis 138 zeigen die Disposition des konstruktiven Aufbaues. Zunächst wird die Breite der Mittelhalle durch sechs Blechträger a von 20 m Spannweite überbrückt, welche auf eisernen Stützen b ruhen. Diese Blechträger (von 1200 mm Höhe) bilden paarweise mit je zwei weiteren Blechträgern e von gleicher Höhe, die von den ersteren getragen werden, den konstruktiven Kern und zugleich einen eisernen Rahmen, auf dem sich das pyramidenstumpfförmige Oberlicht d aufbaut, welches seinerseits seinen oberen Abschluß in Form einer Kassettendecke trägt.

Von den Hauptblechträgern schwingen sich gradlinig geknickte Vouten e aus Kassettenplatten bis zu den in 6 m Höhe über Flur an sämtlichen Wänden entlang laufenden Bilderleisten f, welche in gleicher Höhe auch an den Trennungsstellen der drei Säle quer durch die Halle laufen.

Zur Schaffung einer organischen Gliederung und Belebung der Kassettenvouten und auch aus konstruktiven Gründen sind die Untergurte der Blechbinder jeweils bis zu den Bilderleisten herab-

geführt und in silbergrauem Eisenanstrich sichtbar gelassen, der sich wirkungsvoll von dem gelblichen Anstrich der Decken abhebt. Die Gurte der Hauptblechträger finden ihre natürliche Fortsetzung in den eisernen Hauptstützen. Zwischen den mehrfach erwähnten Hauptbindern sind zur Stabilisierung des ganzen Baues kräftige Gitterverbände eingelegt. Der Aufbau der Laternen ist aus den Zeichnungen ohne weiteres verständlich, bemerkt sei nur, daß er aus einfachen Walzträgern (I) zusammengesetzt ist, die sich jeweils

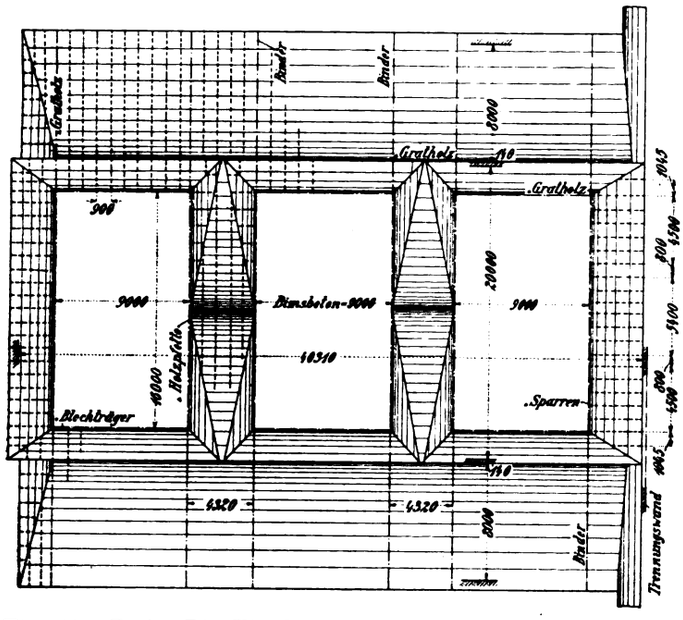


Fig. 138. Z. A.: Die Eisenbauten von Breest & Co. auf der Internationalen Baufach-Ausstellung, Leipzig 1913.

zu Dreigelenkbindern zusammenschließen und die Eisenpfetten tragen, die ihrerseits dann die Kassettenplatten und die Oberlichtsprossen unterstützen.

Die Seitenschiffe haben Pultdächer erhalten, deren eiserne Binder mit den Hauptstützen des Mittelschiffes ein steifes Gebilde darstellen, derart, daß (vergl. Fig. 137, Skz. 2) die Winddrucke von dem aus Pult-Binder g und Stütze b gebildeten Halbrahmen in die Fußverankerung der Stütze bei b abgeleitet werden, während bei h nur ein bewegliches Lager zur Aufnahme vertikaler Kräfte und Reaktionen angenommen ist. Die aus den Windbelastungen entstehenden Druckspannungen im Pultbinder-Untergurt tilgen sich zum Teil mit den Zugspannungen aus den Binderlasten. Wo sie aber überwiegen, wo also in der Tat Druck entsteht, sind durch Kopfbänder nach den Gerberpfetten seitliche Knickhaltungen erreicht.

Die Eindeckung der Seitenschiffe erfolgte in einfacher Weise mit Sparren und Schalung von 26 cm Stärke, auf welche eine doppelte Pappoleinlage mit Bekiesung aufgebracht wurde.

Der Auftrag zum Bau wurde Ende Dezember 1912 erteilt, die schlüsselfertige Übergabe erfolgte am 1. Mai, also nach vier Monaten, wobei die ungünstige Jahreszeit natürlich mit in Betracht zu ziehen ist.

Die Ausstellung beherbergt während der Dauer der Internationalen Baufach-Ausstellung neben den Werken Leipziger Künstler eine sehr interessante und sehenswerte Sammlung von Gemälden, deren Anordnung nach dem Stichwort: „Figurenmalerei und Bildnerei der letzten 30 Jahre“ orientiert wurde. Prachtvolle Plastiken von Sascha Schneider, von Bochmann und anderen sind über die einzelnen Räume verteilt, unter denen das neueste Werk von Max Klinger in verschiedenfarbigem Marmor ausgeführt, den ersten Platz einnimmt. Es wäre zu wünschen, daß den Leipziger Künstlern, welche bisher kein eigenes Ausstellungshaus besitzen und, mangels geeigneter Ausstellungsräume in Leipzig überhaupt, bis zur Erbauung des neuen Museums einen würdigen Raum vermissen, in dem sie ihre jährlichen Revuen abhalten können, dieses Museum durch Ankauf seitens der Stadt Leipzig dauernd erhalten bliebe. (Fortsetzung folgt.)

Berechnung der Spannkräfte einiger einfacher, verspannter Fachwerkträger und vollwandiger Träger.

Von **Franz Röpke** in **Hamburg.**

Mit Abbildungen, Fig. 139 u. 140.

(Fortsetzung aus Heft 18.)

Nach Fig. 140 ergeben sich für die Ordinaten y die Werte:

$$y_1 \left(\text{von } 0 \div \frac{l}{2}\right) = x_1 \frac{h_s}{l/2} = \frac{2 h_s x_1}{l},$$

$$y_2 \left(\text{von } \frac{l}{2} \div l\right) = (l - x_2) \frac{h_s}{l/2} = 2 h_s - \frac{2 h_s x_2}{l}.$$

Nach Einsetzung dieser Werte in die obige Gleichung erhält man gesondert:

1. Für den Balken:

$$\int_0^l N' \frac{N}{EF} dx + \int_0^l M' \frac{M}{E \cdot J} dx + \int_0^l N' \cdot \varepsilon \cdot t \, dx,$$

$$= \int_0^l (-1) \frac{(-X')}{E \cdot F} dx + \int_0^l (-y) \frac{M_0 - X y}{E \cdot J} dx + \int_0^l (-1) \varepsilon \cdot t \cdot dx,$$

$$= X' \frac{l}{E \cdot F} - \frac{1}{E \cdot J} \int_0^l M_0 y \, dx + X' \frac{1}{E \cdot J} \int_0^l y^2 dx - \varepsilon \cdot t \cdot l.$$

Das Integral $\int_0^l M_0 y \, dx$ ist gleich:

$$\int_0^{\frac{l}{2}} M_0 y_1 dx + \int_{\frac{l}{2}}^l M_0 y_2 dx = 2 \frac{h_s}{l} \left[\int_0^{\frac{l}{2}} M_0 x_1 dx + l \int_{\frac{l}{2}}^l M_0 dx - \int_{\frac{l}{2}}^l M_0 x_2 dx \right].$$

Hierin ist $\int_0^{\frac{l}{2}} M_0 x_1 dx$ das statische Moment der einfachen Momentenfläche von $\left(0 \div \frac{l}{2}\right)$, bezogen auf die Koordinatenachse, welche durch das linke Auflager geht (Fig. 139). Die Größe dieser Fläche bezeichnen wir mit F′ und den Abstand der, zur Koordinatenachse parallelen Schwerlinie dieser Fläche von der Koordinatenachse mit e′, so daß:

$$\int_0^{\frac{l}{2}} M_0 x_1 dx = F' e'.$$

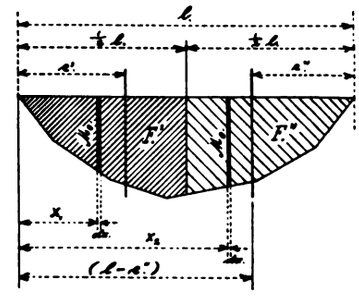


Fig. 139. Z. A.: Berechnung der Spannkräfte einiger einfacher, verspannter Fachwerkträger und vollwandiger Träger.

Ebenso erhält man, wenn die einfache Momentenfläche von $\left(\frac{l}{2} \div l\right)$ mit F″ und der Abstand der Schwerlinie dieser Fläche von der Koordinatenachse mit $(l - e'')$ bezeichnet wird:

$$\int_{\frac{l}{2}}^l M_0 dx = F''; \qquad \int_{\frac{l}{2}}^l M_0 x_2 dx = F' (l - e'').$$

Hiermit wird: $\int_0^l M_0 y \, dx = 2 \frac{h_s}{l} [F' e' + l \cdot F'' - F'' (l - e'')],$

$$= 2 \frac{h_s}{l} (F' e' + F'' e'').$$

Für das Integral $\int_0^l y^2\,dx$ erhält man:

$$\int_0^l y^2\,dx = \int_0^{\frac{l}{2}} y_1\,(y_1\,dx) + \int_{\frac{l}{2}}^{l} y_2\,(y_2\,dx) = 2\cdot\int_0^{\frac{l}{2}}\left(\frac{2\cdot h_s\,x_1}{l}\right)^2 dx$$

$$= \frac{1}{3}\,h_s^2\,l,$$

es ist das doppelte statische Moment der Fläche A B C (Fig. 140) in bezug auf die Achse A B; und nun folgt weiter:

$$\int_0^l N'\frac{N}{EF}\,dx + \int_0^l M'\frac{M}{EJ}\,dx + \int_0^l N'\,\varepsilon\,t\,dx = X'\frac{l}{EF}$$

$$-\frac{1}{EJ}\cdot\frac{2h_s}{l}\,F'e' + F''e'') + X'\frac{1}{EJ}\cdot\frac{h_s^2\,l}{3} - \varepsilon\cdot t\cdot l.$$

2. Für die beiden Zugstangen des Sprengwerkes ist:

$$X'\,\Sigma\left(S_1'^2\frac{s_1}{E_1F_1}\right) + \Sigma\,(S'_1\,\varepsilon\cdot t\cdot s_1) = 2\cdot\left[X'\left(\frac{1}{\cos\alpha}\right)^2\frac{s_1}{E_1F_1} + \left(\frac{1}{\cos\alpha}\right)\varepsilon\cdot t\cdot s_1\right].$$

3. Für die Druckstrebe des Sprengwerkes ergibt sich:

$$X'\cdot\Sigma\left(S_2'^2\frac{s_2}{E_2F_2}\right) + \Sigma\,(S_2'\,\varepsilon\,t\,s_2) = X'\cdot 4\,\mathrm{tg}^2\alpha\,\frac{s_2}{E_2F_2} - 2\,\mathrm{tg}\,\alpha\cdot\varepsilon\cdot t\cdot s_2.$$

Mit diesen, unter 1, 2 und 3 entwickelten Gliedern, geht die Gleichung für die virtuelle Formänderungsarbeit über in:

$$X'\frac{l}{E\cdot F} - \frac{1}{E\cdot J}\cdot\frac{2h_s}{l}(F'e' + F''e'') + X\frac{1}{E\cdot J}\cdot\frac{h_s^2\,l}{3} - \varepsilon\cdot t\cdot l$$

$$+ 2\cdot\left[X'\left(\frac{1}{\cos\alpha}\right)^2\frac{s_1}{E_1F_1} + \left(\frac{1}{\cos\alpha}\right)\varepsilon\cdot t\cdot s_1\right]$$

$$+ X'\cdot 4\,\mathrm{tg}^2\alpha\,\frac{s_2}{E_2F_2} - 2\,\mathrm{tg}\,\alpha\,\varepsilon\,t\,s_2 = 0,$$

und daraus folgt:

$$X\left[\frac{l}{E\cdot F} + \frac{1}{E\cdot J}\cdot\frac{h_s^2\,l}{3} + 2\left(\frac{1}{\cos\alpha}\right)^2\frac{s_1}{E_1F_1} + 4\,\mathrm{tg}^2\alpha\,\frac{s_2}{E_2F_2}\right]$$

$$= \frac{1}{E\cdot J}\cdot\frac{2h_s}{l}(F'e' + F''e'') + \varepsilon\cdot t\cdot l - 2\cdot\frac{1}{\cos\alpha}\cdot\varepsilon\cdot t\cdot s_1 + 2\,\mathrm{tg}\,\alpha\,\varepsilon\cdot t\cdot s_2.$$

Für die statisch unbestimmbare Größe X' erhält man nun den Wert:

$$X' = \underbrace{\frac{\frac{1}{E\cdot J}\cdot\frac{2h_s}{l}(F'e' + F''e'')}{\frac{l}{EF} + \frac{1}{E\cdot J}\cdot\frac{h_s^2\,l}{3} + 2\left(\frac{1}{\cos\alpha}\right)^2\frac{s_1}{E_1F_1} + 4\,\mathrm{tg}^2\alpha\,\frac{s_2}{E_2F_2}}}_{\text{Einfluß der Lasten P}}$$

$$+ \underbrace{\frac{\varepsilon\cdot t\cdot l - 2\left(\frac{1}{\cos\alpha}\right)\varepsilon\cdot t\cdot s_1 + 2\,\mathrm{tg}\,\alpha\,\varepsilon\cdot t\cdot s_2}{\frac{l}{E\cdot F} + \frac{1}{E\cdot J}\cdot\frac{h_s^2\,l}{3} + 2\left(\frac{1}{\cos\alpha}\right)^2\frac{s_1}{E_1F_1} + 4\,\mathrm{tg}^2\alpha\,\frac{s_2}{E_2F_2}}}_{\text{Einfluß der Temperaturänderung t.}}$$

Tabelle III.

Bezeichnung der Stäbe		Form der Stab-Querschnitte	Größe der Querschnitte F cm²	Länge der Stäbe s m	$\frac{s}{F}$	Spannkräfte S_0 kg	Spannkräfte S' kg	$S'S_0\frac{s}{F}$	$S'^2\frac{s}{F}$
Obere Gurtung	6.	2 ∠ 60. 60. 8	2 · 8,96 = 17,92	1,500	0,0837	— 12960	+ 0,533	— 578	0,0238
	7.					— „	+ „	— 578	0,0238
	13.					— 19440	+ 0,800	— 1301	0,0536
	14.					— „	+ „	— 1301	0,0536
Untere Gurtung	1.	2 ∠ 60. 60. 8	2 · 8,96 = 17,92	1,500	0,0837	+ 7290	— 1,266	— 772	0,1341
	2.					+ „	— „	— 772	0,1341
	8.					+ 17010	— 1,800	— 2562	0,2712
	9.					+ „	— „	— 2562	0,2712
	15.					+ 20250	— „	— 3050	0,2712
Diagonalen	4.	2 ∠ 55. 55. 6	2 · 6,24 = 12,48	1,950	0,156	— 9455	+ 0,3463	— 511	0,0188
	11.					— 5250	+ „	— 283	0,0188
	17.					— 1050	0	0	0
	5.	2 □ 60. 6	2 · 3,6 = 7,2		0,270	+ 7350	— 0,3463	— 687	0,0324
	12.					+ 3150	0	0	0
Vertikalen	3.	2 ∠ 55. 55. 6	2 · 6,24 = 12,48	1,250	0,100	+ 1350	0	0	0
	10.			„	„	+ „	— 0,222	— 30	0,0049
		Für die eine Trägerhälfte der symmetrisch angeordneten Stäbe ist . . .					$\Sigma S'S_0\frac{s}{F}$ =	— 14987	— — —
							$\Sigma S'^2\frac{s}{F}$ =	— — —	1,3115
		Für die gleichen Stäbe der anderen Hälfte haben die Summenausdrücke denselben Wert . . .					=	— 14987	1,3115
	16.	55. 55. 6	12,48	1,250	0,100	+ 1350	0	0	0
Sprungwerk	20.	2 ⊐⊏ NP 10	2 · 13,5 = 27	1,000	0,037	0	— 0,222	0	0,0018
	20.			„	„	0	— 0,222	0	0,0018
	21.	2 □ 80. 10	2 · 8,0 = 16,0	4,61	0,288	0	+ 1,024	0	0,3019
	21.			„		0	+ 1,024	0	0,3019
	22.			6,0	0,375	0	+ 1	0	0,3750
		Für den ganzen Fachwerkträger ist					$\Sigma S'S_0\frac{s}{F}$ =	— 29974	— — —
							$\Sigma S'^2\frac{s}{F}$ =	— — —	3,6054

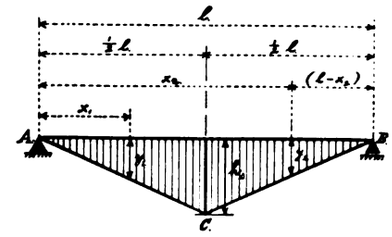


Fig. 140. Z. A. Berechnung der Spannkräfte einiger einfacher, verspannter Fachwerkträger und vollwandiger Träger.

Zur besseren Beurteilung dieser Gleichung sei noch bemerkt, daß die einzelnen Glieder derselben folgende Bedeutung haben:

$$\frac{1}{E\cdot J}\cdot\frac{2h_s}{l}(F'e' + F''e'') = \int_0^l M'\frac{M_0}{E\cdot J}\,dx$$

bedeutet die virtuelle Formänderungsarbeit des einfachen Trägers (ohne Sprengwerk) für den Belastungszustand X' = 1 und den Verschiebungszustand (Winkeländerung dw) durch die Lasten P.

$$\frac{1}{E\cdot J}\cdot\frac{h_s^2\,l}{3} = \int_0^l\frac{y^2}{E\cdot J}\cdot dx = \int_0^l M'\frac{M'}{E\cdot J}\,dx$$

bedeutet die virtuelle Formänderungsarbeit des einfachen Trägers (ohne Sprengwerk) für den Belastungszustand X' = 1 und den Verschiebungszustand (Winkeländerung dw) X' = 1.

$\frac{1}{E\cdot F}$ ist die virtuelle Formänderungsarbeit des einfachen Trägers (ohne Sprengwerk), hervorgerufen durch den Belastungszustand X' = 1 und durch den Verschiebungszustand X' = 1; gleich der Längenänderung des Trägers durch die Spannkraft 1.

(Fortsetzung folgt.)

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

46. Jahrgang. Nr. 41. Begründet von W. H. Uhland. 9. Oktober 1913.

Allgemeiner Teil mit Berechnungen etc. (14 Tages-Ausgabe).

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Die Eisenbauten von Breest & Co.

auf der Internationalen Baufach-Ausstellung, Leipzig 1913.

Mit Zeichnungen auf Tafel 38 und Abbildungen, Fig. 141 bis 143.

(Fortsetzung aus Heft 19.)

II. Das Monument des Eisens.*)

Wie wir schon in einem ersten Bericht (vgl. Heft 12) mitteilen konnten, hatte der Stahlwerksverband gemeinsam mit dem Verein deutscher Brücken- und Eisenbaufabriken bereits im Anfang des Jahres 1911 sich entschlossen, in großzügiger Weise nicht nur ihre Fabrikate, Walzmaterial und fertige Eisenbauwerke im Bilde oder Modell zu zeigen, sondern, dieser Ausstellung auch einen Rahmen zu geben, der gewissermaßen ohne Schild, durch Material und Form erkennen ließ, was er in seinem Innern birgt. Es wurde dann unter den deutschen Eisenbaufirmen ein Wettbewerb mit unterlegtem Programm veranstaltet, welcher 13 Entwürfe zeitigte. Von diesen wurden zu einem zweiten engeren Wettbewerb drei Entwürfe ausgewählt, welche der angestrebten Lösung am nächsten kamen. Keines der eingereichten Projekte erschien dem Preisgericht, das aus Geh. Regierungsrat M. Muthesius, Berlin, Prof. Röber, Düsseldorf, Direktor Schaltenbrand, Düsseldorf, Oberbaurat Falian, Leipzig und Prof. Hertwich, Aachen bestand, für die Ausführung ohne weiteres geeignet, wenn auch jedes einzelne durch entsprechende Änderungen dem Ziele nahegebracht werden konnte.

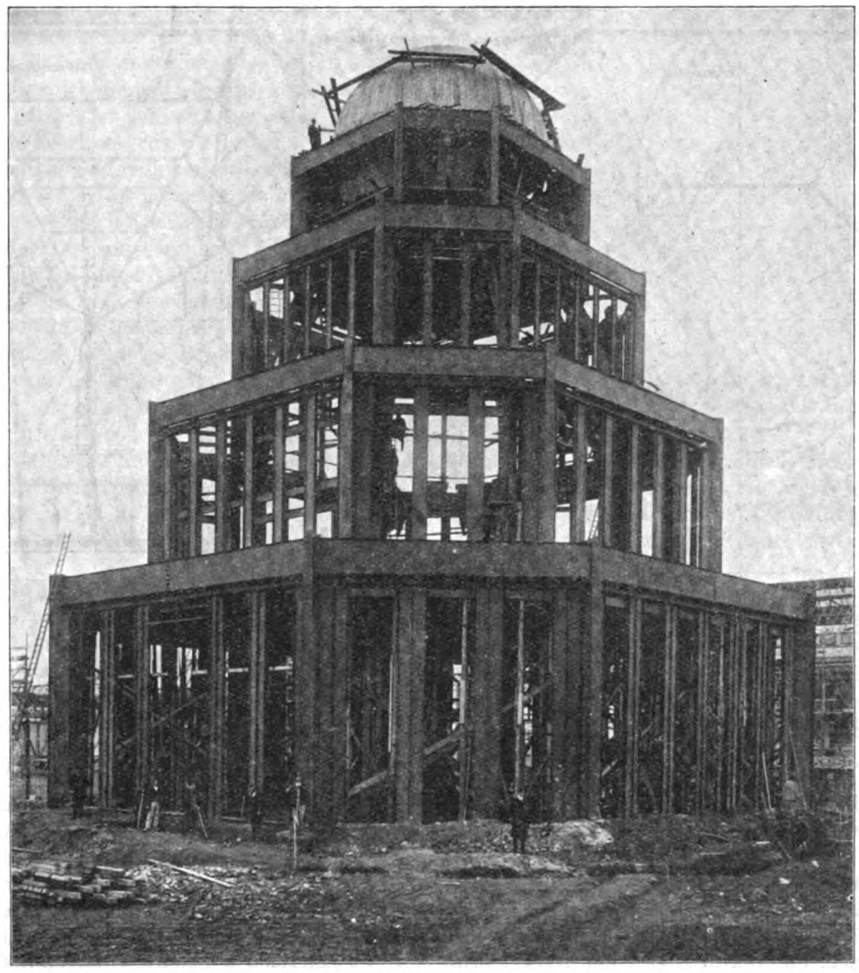


Fig. 141. Z. A.: Die Eisenbauten von Breest & Co. auf der Internationalen Baufach-Ausstellung, Leipzig 1913.

Die Aufgabe war insofern nicht alltäglich, als auf einer verhältnismäßig sehr kleinen Grundfläche etwas Monumentales geschaffen werden sollte, das den Eisencharakter klar zum Ausdruck brachte und Eisenkonstruktionen in konstruktiver und ästhetisch wirkungsvoller Weise zeigte.

Zwei Möglichkeiten gab es, um eine großzügige Wirkung zu erzielen:

1. Gewaltig in die Höhe zu streben! Hierfür lag eine Grenze in den Kosten, die mit Rücksicht auf den vorübergehenden Charakter des Gebäudes nicht allzu groß werden durften, sodann aber auch das seit 1890 Paris beherrschende Beispiel des Eiffelturmes, das schwerlich, eben mit Rücksicht auf die verfügbaren Mittel, erreicht, geschweige denn überboten werden konnte.

2. Durch die schwere wuchtige Masse des Eisens zu wirken und dabei Formen anzustreben, die auch ästhetisch wirksam erscheinen.

Der letztere Weg führte zu dem von den drei besten Arbeiten ausgewählten Entwurf, dem „Monument des Eisens“, der bereits bei seiner ersten Einreichung die gleiche Form hatte, aber in einigen Details noch der Änderung bedurfte. Nach Ausführung dieser Änderungen, welche sich nur auf die Fassung der Kugel und die Treppenanlage bezogen, wurde dieser Entwurf einstimmig vom Preisrichterkollegium als die beste Lösung zur Ausführung gewählt. Einige Erläuterungen ästhetischer und konstruktiver Art mögen das beigefügte Photogramm und die zeichnerischen Darstellungen auf Tafel 38 ergänzen, ohne indes den Eindruck, auch nur im entferntesten wiedergeben zu können, den die Betrachtung des Originals bietet:

Auf einem freien Platz, von Rasenflächen umgeben, strebt der eiserne Koloß von einem Mauersockel aus blauen Klinkern sich erhebend bis zu 30 m Höhe empor. Einfache geometrische Formen sind es, die seinem Bau zugrunde liegen, drei achteckige Stufen, von unten nach oben im Durchmesser sich proportional verjüngend, fügen sich einer umhüllenden Pyramide ein. Im gleichen Rhythmus, wie die drei Stufen in Durchmesser und Höhe abnehmen, sind auch die I-Träger profile nach oben hin schwächer gewählt, welche das eigentliche Wandmaterial bilden. In den untersten Stufen bilden je zwei zusammengenietete I N. P. 40 (vgl. die Fig. auf Tafel 38) die stützenden und raumbildenden Pfeiler, zwischen denen eiserne Fenster mit gelblichen Kathedralglas versehen, sich spannen. Ganz gleichartig sind auch die zweite und dritte Stufe gestaltet, nur bestehen

*) Entwurf: Breest & Co.; Eisenhoch- und Brückenbau, Berlin, in Gemeinschaft mit den Architekten Bruno Taut & Hoffmann, Berlin.

Gesamtausführung: Breest & Co., Berlin.

in der zweiten Stufe die Pfeiler aus einem I N. P. 50 (Fig. 39), in der dritten aus einem I N. P. 30.

Gekrönt wird dieser Dreistufenbau von einer vergoldeten 9 m großen Kugel (vgl. Abb. Fig. 143), die wiederum von einer eisernen achteckigen Fassung (vgl. Fig. 141) getragen wird. Eisen und Glas bilden also die äußere Umfassung des Gebäudes und fügen sich zu einer schönen Harmonie der Materialien und Formen zusammen.

Besonders wuchtig sind die Ecken betont, denen je ein breitflanschiger Differdinger Träger P. N. 75B, 50 B bzw. 30 B vorgelagert wurde.

Dem von verschiedenen Seiten geäußerten Einwand, daß in dieser massigen Verwendung des Trägermaterials eine unverhältnismäßige Materialverschwendung liege, möge durch den Hinweis begegnet werden, daß die Wandträger fast durchweg nur an ihren Enden einige Befestigungslöcher aufweisen, die eine ganz minimale Entwertung des Materials ergeben und daß sie infolgedessen später ohne weiteres als Bauträger oder dergl. wieder Verwendung finden können, weil ja von einer Schwächung oder Abnutzung nicht die Rede sein kann. Verloren ist also lediglich die verhältnismäßig geringe Bearbeitung, die Montage und Demontage; das Verhältnis zu anderen Ausstellungsbauwerken, die nach ihrem Abbruch einen einzigen großen Schutthaufen bilden, spricht also nicht gegen, sondern für den Palast des Stahlwerksverbandes, der, obgleich er durchweg aus echtem Material besteht, doch den Charakter eines typischen Ausstellungsgebäudes zeigt.

Treten wir in das Innere des Hauses (vgl. Fig. 142), so durchschreiten wir zunächst ein prächtiges Kunstschmiedeportal, welches sich am Ausgang in gleicher Form wiederholt. Zusammengesetzt aus Mannstaedtschen Ziereisen, deren Formenreichtum schon beim Durchblättern der Profilbücher dieses Werkes in Erstaunen setzt, und aus Kunstschmiedeteilen, die von dem gleichen Werk fabrikmäßig hergestellt werden, faßt es in einer großen eisernen Tafel mit Bronzeteilen besetzt, die Initialen der beiden ausstellenden Verbände zusammen.

Ein ovaler Empfangsraum nimmt uns auf.

Kein Ausstellungsgegenstand verwischt hier den Eindruck des kostbaren Raumes. Weißer Marmor deckt den Boden, belebt durch Einlagen aus echter Bronze. Die Wände reflektieren das Tageslicht durch die glänzende Glasur der wandbedeckenden Tonplatten. Eine im Feuer stehende Bessemerbirne als Symbol des Stahlwerks schmückt die Hauptwand, während die Seitenwände mit Sprüchen in Gold geziert sind, von denen der eine auf die Kraft und Macht der Verbände hinweist:

„Wo wi tauhop hew stohn, het uns noch nüms wat dohn". Zusammenschluß, die Losung unseres modernen Wirtschaftslebens, in diesem alten westfälischen Spruche ist er schon klar und knapp als das angegeben, was uns Kraft und Stärke gibt. Der weitere Umgang schließt sich um einen zentralen Raum, der später besprochen werden soll. Gemälde von Prof. E. H. Pohle, Düsseldorf, schmücken die Wände in ihrem oberen Teil, Darstellungen aus dem Stahl- und Walzwerk, der Grube und Hütte. Darunter zeigen statistische Darstellungen in Form von Gemälden und Tafeln anschaulich und leicht faßlich die Ein- und Ausfuhr an Rohmaterial und fertigen Produkten, die Gattung der verschiedenen Eisenarten und deren Anteil an der Produktion. Prachtvolle Modelle, z. T. im Betriebe, zeigen uns die Füllrümpfe, Hochöfen, die Begichtungseinrichtungen, die Bessemerbirne und den Martinofen, das Stahl- und das Walzwerk. (Fortsetzung folgt.)

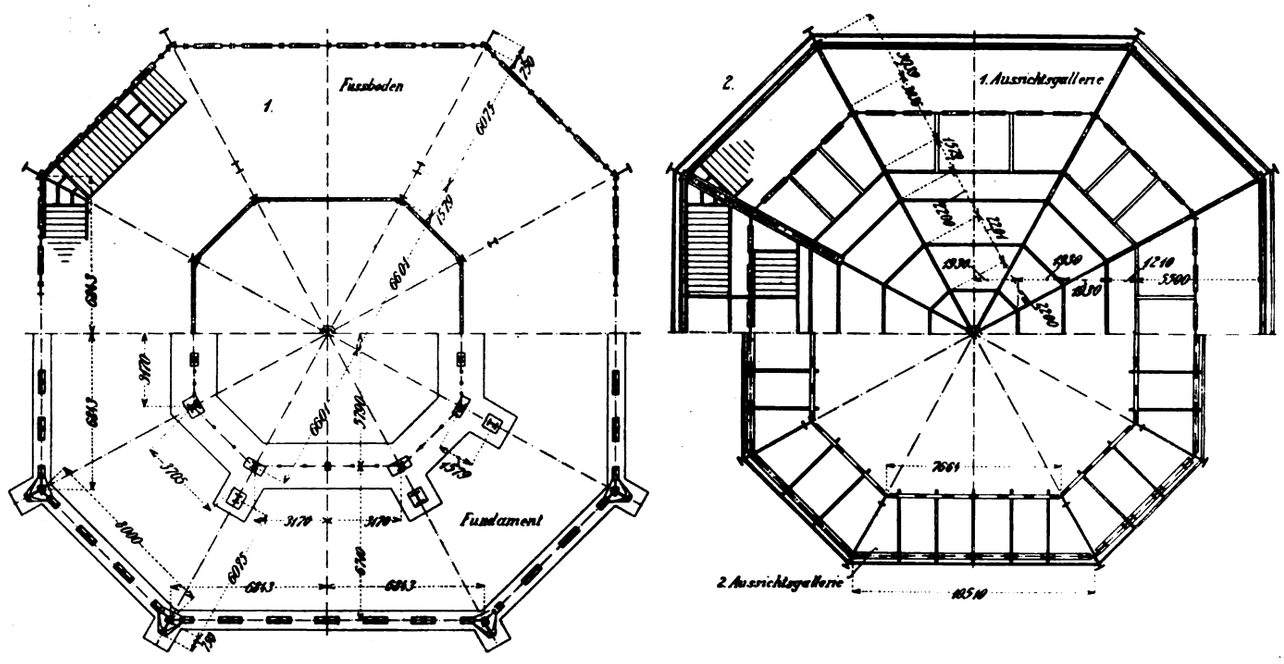


Fig. 142. Z. A.: Die Eisenbauten von Breest & Co. auf der Internationalen Baufach-Ausstellung, Leipzig 1913.

Zu den Entwürfen für ein neues Patent-, Gebrauchsmuster- und Warenzeichengesetz.*)

Von Patentanwalt Bernhard Bomborn in Berlin.

Im Reichsanzeiger sind die vorläufigen Entwürfe eines neuen Patent-Gebrauchsmuster- und Warenzeichengesetzes veröffentlicht, von denen hier zunächst der

Entwurf des neuen **Patentgesetzes**

interessiert, da er einschneidende Änderungen gegenüber dem heutigen Gesetze vom 7. April 1890 bringt, welches noch auf dem älteren Gesetze vom 25. Mai 1877 basiert.

Im Folgenden sollen die hauptsächlichsten Änderungsvorschläge gegenüber dem alten Gesetz besprochen werden:

In erster Linie beziehen sie sich auf die Rechte des Erfinders. Abweichend von den meisten übrigen Staaten galt bisher in Deutschland der Grundsatz, daß der erste Anmelder beim Patentamt der Berechtigte ist, und daß diesem die Rechte nur streitig gemacht werden können, wenn ihm widerrechtliche Entnahme der Erfindungen durch einen Dritten nachgewiesen wird. Das soll sich nun ändern. Anspruch auf die Erteilung eines Patentes soll der Erfinder haben. Das Patentamt soll aber nicht festzustellen haben, wer der Erfinder ist, sondern vor ihm hat der Anmelder als Erfinder zu gelten. Der Erfinder kann seine Rechte innerhalb eines Jahers nach der Veröffentlichung der Anmeldung vor den ordentlichen Gerichten geltend

*) Bei der großen Wichtigkeit, die der in Aussicht stehenden Neuordnung unseres Patent-, Gebrauchsmuster- und Warenzeichengesetzes für die Allgemeinheit und die Technik im speziellen innewohnt, glauben wir unseren Lesern mit der Veröffentlichung gerade dieser Abhandlung einen Dienst zu erweisen. D. Red.

machen (was bei widerrechtlicher Entnahme auch schon bisher zulässig war) und kann auf diese Weise die Übertragung des Patentes erzwingen.

Besonders für Angestellte in gewerblichen Betrieben ist die Bestimmung wichtig, daß ein Erfinder, dessen Erfindung durch einen anderen angemeldet wird, Anspruch darauf hat, bei Erteilung des Patentes als Erfinder genannt zu werden. Ein Angestellter kann ferner nach Erteilung des Patentes von dem Unternehmer eine Vergütung verlangen. Liegen keine Vereinbarungen vor, so hat der Unternehmer nach billigem Ermessen über die Höhe der Vergütung zu entscheiden. Die bisherige gerichtliche Praxis bewegte sich bekanntlich dahin, daß Erfindungen von Angestellten in den weitaus meisten Fällen dem Fabrikherrn zugesprochen wurden, ohne daß eine Entschädigungspflicht vorlag.

Die Patentdauer soll nach dem Entwurf verlängert werden. Während der Beginn des Patentes früher mit dem Tage der Anmeldung einsetzte, soll die Patentdauer nunmehr mit dem Abschluß der Vorprüfung, also der Veröffentlichung der Patentanmeldung, beginnen und 15 Jahre lang währen.

Die Jahrestaxen für Patente, über deren Höhe bisher sehr geklagt wurde, sollen herabgesetzt werden.

Die Anmeldegebühr erhöht sich zwar von M. 20.— auf M. 50.—; während der ersten fünf Jahre sollen aber pro Jahr nur 50 M. Jahresgebühren gezahlt werden, so daß mit den Anmeldegebühren 300 M. statt der früheren 550 M. herauskommen würden, wozu noch der Zeitgewinn der Vorprüfung tritt. Erst vom sechsten Jahre ab sollen die Gebühren jährlich um je 50 M. steigen wie bisher. Die höhere Anmeldegebühr belastet natürlich den Erfinder, während das Herabsetzen der Jahrestaxen ihn gerade für die ersten Jahre etwas entlastet, in denen die Patente gewöhnlich noch keine Früchte abwerfen.

Die Vorprüfung soll nicht, wie bisher, ihren Abschluß durch eine Abteilung (Anmeldeabteilung) finden, sondern von einem Einzelprüfer durchgeführt werden, der auch die Patente zu erteilen hat. Hiervon erhofft man bedeutende Zeitersparnis. Gegen abweisende Beschlüsse stehen dem Anmelder zwei Beschwerdewege nacheinander zur Verfügung, während früher nur eine Instanz vorhanden war.

Das Einspruchsverfahren soll an die Zahlung einer Gebühr von 20 M. gebunden sein. Für das Beschwerde- und für das Nichtigkeitsverfahren sind die bisherigen Gebühren von 20 auf 50 M. bzw. von 50 auf 100 M. erhöht worden. Das Berufungsverfahren in Nichtigkeitsprozessen soll einer Gebühr von 300 M. unterliegen.

Die Entschädigungs- und Strafbestimmungen für Patentverletzungen sollen eine wesentliche Verschärfung erfahren.

Werden diese Vorschläge in ihren wesentlichen Teilen Gesetz, so würde damit auch eine durchgreifende Änderung der Organisation des Patentamtes verknüpft sein.

An die Veröffentlichung des Entwurfes eines neuen Patentgesetzes schließt sich im Reichsanzeiger der des

neuen **Gebrauchsmustergesetzes** an.

Der Gebrauchsmusterschutz ist bekanntlich praktisch und wissenschaftlich in enger Anlehnung an das Patentrecht ausgelegt und ausgebildet worden, und die Verwandtschaft der beiden Gebiete miteinander ist sehr nahe. Daraus ergibt sich, daß für den neuen Entwurf zum Teil ähnliche Gesichtspunkte maßgebend waren, wie für den Entwurf des neuen Patentgesetzes. Das alte Gebrauchsmustergesetz ist seit dem 1. Oktober 1891 in Kraft, besteht also schon über 20 Jahre.

Die hauptsächlichsten neuen Vorschläge sind folgende:

Auch beim Gebrauchsmustergesetz war der erste Anmelder beim Patentamt der Berechtigte; streitig konnte ihm das Gebrauchsmuster nur bei Nachweis widerrechtlicher Entnahme gemacht werden. Nunmehr soll der Anspruch auf das Gebrauchsmuster dem Erfinder zustehen; bezüglich der Rechte desselben sowie auch der Rechte von Angestellten haben dieselben Bestimmungen zu gelten, welche in der Abhandlung über den Patentgesetzentwurf schon behandelt wurden.

Zweifelhaft war es bis in die neueste Zeit, ob für Dritte ein Vorbenutzungsrecht gegeben sein kann, wenn ein Gebrauchsmuster eingetragen ist. Die Rechtsprechung hat dies schließlich bejaht, das Vorbenutzungsrecht soll aber nun strikte in das neue Gesetz aufgenommen werden, um jeden Zweifel auszuschließen. Der Inhaber eines Gebrauchsmusters kann demnach einer Person oder Firma, welche den Gegenstand vor der Anmeldung des Gebrauchsmusters in Benutzung genommen hatte, die Herstellung und den Vertrieb des Artikels nicht mehr untersagen.

Wichtig ist ferner die neue Bestimmung, daß aus einem späteren Gebrauchsmuster, das mit einem früheren übereinstimmt, kein Recht gegenüber dem ersten Gebrauchsmusterinhaber hergeleitet werden kann (wenn etwa nach Erlöschen des älteren Gebrauchsmusters das jüngere noch besteht), und daß der erste Gebrauchsmusterinhaber sogar ein Löschungsrecht gegen den Inhaber des zweiten Gebrauchsmusters hat. In dieser Beziehung bot das alte Gesetz keine besonderen Bestimmungen, sondern gab nur an, daß ein späteres Gebrauchsmuster von einem früheren abhängig sein könne.

Bei vielen Gebrauchsmustern stellte sich erst mit der Zeit heraus, daß ihnen ein großer wirtschaftlicher Wert innewohnte, und es wurde vielfach darüber geklagt, daß die Schutzfrist von längstens 6 Jahren zu kurz bemessen sei. Deshalb will der neue Entwurf die Schutzfrist um weitere 4 Jahre verlängern, so daß ein Gebrauchsmuster also im ganzen zehn Jahre währen kann.

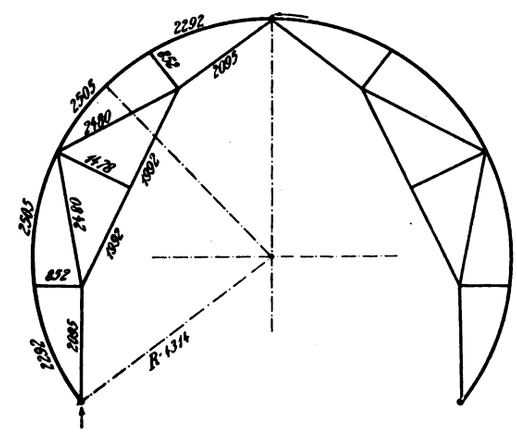


Fig. 143. Z. A.: Die Eisenbauten von Breest & Co. auf der Intern. Baufach-Ausstellung, Leipzig 1913.

Die Gebühren betrugen früher für die ersten drei Jahre 15 M., für die Verlängerung auf weitere drei Jahre 60 M.; die neuen Gebühren sollen sich auf 20 M. für die Anmeldung und die ersten drei Jahre, auf 60 M. für weitere drei Jahre und 150 M. für die letzten vier Jahre belaufen. (Schluß folgt.)

Berechnung der Spannkräfte einiger einfacher, verspannter Fachwerkträger und vollwandiger Träger.

Von **Franz Röpke** in **Hamburg.**

(Fortsetzung aus Heft 19.)

$2\left(\frac{1}{\cos\alpha}\right)^2 \frac{s_1}{E_1 F_1}$ ist die virtuelle Formänderungsarbeit der beiden Zugstangen des Sprengwerkes infolge des Belastungszustandes $X' = 1$ und des Verschiebungszustandes $X' = 1$; gleich dem Produkt aus der Spannkraft $S' = \frac{1}{\cos\alpha}$ und der Längenänderung $\triangle s_1$ beider Zugstangen durch dieselbe Spannkraft $= 2 \frac{1}{\cos\alpha} \frac{s_1}{E_1 F_1}$.

$4 \operatorname{tg}^2\alpha \frac{s_2}{E_2 F_2}$ ist die virtuelle Formänderungsarbeit der Druckstrebe des Sprengwerkes, welche durch den Belastungszustand $X' = 1$ und den Verschiebungszustand $X' = 1$ entsteht; gleich dem Produkt aus der Spannkraft $S'_2 = (-2 \operatorname{tg}\alpha)$ und der Längenänderung $\triangle s_2$ der Druckstrebe durch dieselbe Spannkraft $= -2 \operatorname{tg}\alpha \frac{s_2}{E_2 F_2}$.

$\varepsilon \cdot t \cdot l$

$2 \frac{1}{\cos\alpha} \cdot \varepsilon \cdot t \cdot s_1$

$2 \operatorname{tg}\alpha\, \varepsilon \cdot t \cdot s_2$

sind die bezüglichen Formänderungsarbeiten, welche durch den Belastungszustand $X' = 1$ und durch den Verschiebungszustand infolge der Temperaturänderung t erzeugt werden.

Das statische Moment der einfachen Momentenfläche

$$= \int_0^l M_0 \, x \, dx = F' e' + F'' e''$$

soll zunächst graphisch ermittelt werden (Heft 18 v. 1913). Das Verfahren selbst wird als bekannt vorausgesetzt. Die Ausrechnung der bezüglichen Werte ergibt:

$F' = 1192$ mm²;
$F'' = 1023$ „
$e' = 35{,}0$ „
$e'' = 36{,}2$ „

Die Ordinaten η dieser Momentenfläche würden ohne weiteres die Größe der Biegungsmomente M darstellen, wenn die Polweite H des Kräfteplanes und der Längenmaßstab der Trägerzeichnung = 1 gewählt wäre; denn nach den Lehrsätzen der graphischen Statik würde dann sein:

$$M_0 = H \cdot \eta = 1 \cdot \eta = \eta.$$

In dem vorliegenden Kräfteplan ist aber die Polweite H = 40 mm gezeichnet, und nach dem Kräftemaßstab ist 1 mm = 100 kg, so daß H im Kräfteplan einer Kraft von 40 · 100 = 4000 kg entspricht; die Trägerlänge ist im Verhältnis 1 : 100 gezeichnet, folglich sind die Längenmaße der Momentenfläche im Verhältnis 1 : 100 kleiner als die wahre Größe; es müssen deshalb die Ordinaten η der Momentenfläche mit 4000 · 100 und die Abszissen mit 100 multipliziert werden, um für den Ausdruck $\int_0^l M_0 \, x \, dx = F' e' + F'' e''$ den wirklichen Wert zu erhalten.

Somit wird:

$$\underbrace{F' e'}_{\text{Wahre Größe in kg/mm}^3} = \underbrace{(F' e')}_{\text{Zeichnungs-Größe in mm}^3} \cdot 4000 \cdot 100^3 \text{ kg/mm}^3,$$

$$\underbrace{F'' e''}_{\text{Wahre Größe in kg/mm}^3} = \underbrace{(F'' e'')}_{\text{Zeichnungs-Größe in mm}^3} \cdot 4000 \cdot 100^3 \text{ kg/mm}^3,$$

welche Werte durch 10^3 zu dividieren sind, um dieselben in kg/cm³ auszudrücken:

Die Höhe des Sprengwerkes sei gewählt zu	$h_s = 1200$ mm,
die Auflagerentfernung beträgt . .	$l = 11400$ „
das Trägheitsmoment des Trägers ist	$J_{max} = 12622$ cm⁴,
das Widerstandsmoment ist . . .	$W_{max} = 789$ cm³,
der Querschnitt des Trägers ist. .	$F = 78{,}2$ cm²,
der Elastizitätsmodul des Materials ist	$E = 2150000$ kg/cm²
und der Ausdehnungskoeffizient des Materials ist	$\varepsilon = 0{,}000012$ für 1°C Temperaturänderung.

Hiermit erhält man:

$$\frac{1}{E \cdot J} \int_0^l M_0 \, y \, dx = \frac{1}{E \cdot J} \cdot \frac{2 h_s}{l} \int_0^l M_0 \cdot x \, dx,$$

$$= \frac{1}{E \cdot J} \cdot \frac{2 h_s}{l} \cdot [(F' \cdot e' + F'' e'') \cdot 4000 \cdot 10^3 \text{ kg/cm}^3],$$

$$= \frac{1}{E \cdot J} \cdot \frac{2 \cdot 120}{1140} \cdot [(1192 \cdot 35{,}0 + 1023 \cdot 36{,}2) \cdot 4 \cdot 10^6 \text{ kg/cm}^3],$$

$$= \frac{1}{E \cdot J} \cdot \frac{2 \cdot 120}{1140} \cdot \underbrace{(315010 \cdot 10^6 \text{ kg/cm}^3)}_{F' e' + F'' e''},$$

$$= \frac{1}{E} \cdot \frac{2 \cdot 120}{12622 \cdot 1140} \cdot 315010 \cdot 10^6 = \frac{1}{E} \cdot 5254151.$$

Tabelle IV.

Spannkräfte in kg	Obere Gurtung				Untere Gurtung				
	6.	7.	13.	14.	1.	2.	8.	9.	15.
S_0	— 12960	— 12960	— 19440	— 19440	+ 7290	+ 7290	+ 17010	+ 17010	+ 20250
$S' X'$	+ 4431	+ 4431	+ 6651	+ 6651	— 10525	— 10525	— 14965	— 14965	— 14965
S	— 8529	— 8529	— 12789	— 12789	— 3235	— 3235	+ 2045	+ 2045	+ 5285

Spannkräfte in kg	Diagonalen					Vertikalen			Sprengwerk		
	4.	5.	11.	12.	17.	3.	10.	16.	20.	21.	22.
S_0	— 9455	+ 7350	— 5250	+ 3150	— 1050	+ 1350	+ 1350	+ 1350	0	0	0
$S' X'$	+ 2879	— 2879	+ 2879	0	0	0	— 1845	0	— 1845	+ 8513	+ 8314
S	— 6576	+ 4471	— 2371	+ 3150	— 1050	+ 1350	— 495	+ 1350	— 1845	+ 8513	+ 8314

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{1200}{5700} = 0{,}21052; \quad \alpha = 11^\circ 53',$$

$$\cos \alpha = 0{,}97893,$$

$$S_1' = \frac{1}{\cos \alpha} = \frac{1}{0{,}97893} = 1{,}021,$$

$$s_1 = \frac{\frac{1}{2} l}{\cos \alpha} 5700 \cdot 1{,}021 \sim 5820,$$

$$S_2' = -2 \operatorname{tg} \alpha = -2 \cdot 0{,}21052 = -0{,}42104,$$

$$s_2 = h_s = 1200,$$

$$\frac{l}{E \cdot F} = \frac{1}{E} \cdot \frac{1140}{78{,}2} = \frac{1}{E} \cdot 14{,}57,$$

$$\frac{1}{E \cdot J} \cdot \frac{h_s^2 \cdot l}{3} = \frac{1}{E} \cdot \frac{120^2 \cdot 1140}{3 \cdot 12622} = \frac{1}{E} \cdot 433{,}5.$$

Die Zugstangen des Sprengwerkes seien gewählt zu $1\frac{1}{2}$" Durchmesser mit $F_1 = 20{,}2$ cm².

Die Druckstrebe soll aus zwei ⌶-Eisen Nr. 10 angefertigt werden mit $F_2 = 2 \cdot 13{,}5 = 27$ cm², folglich ist:

$$2 \left(\frac{1}{\cos \alpha} \right)^2 \frac{s_1}{E_1 F_1} = \frac{1}{E_1} \cdot 2 \cdot 1{,}02152^2 \cdot \frac{582}{20{,}2} = \frac{1}{E_1} \cdot 60{,}07,$$

$$4 \operatorname{tg}^2 \alpha \frac{s_2}{E_2 F_2} = \frac{1}{E_2} \cdot 4 \cdot 0{,}21052^2 \frac{120}{27} = \frac{1}{E_2} \cdot 0{,}787,$$

$$\varepsilon \cdot t \cdot l = 0{,}000012 \cdot 30 \cdot 1140 = 0{,}4104,$$

$$2 \cdot \left(\frac{1}{\cos \alpha} \right) \varepsilon \cdot t \cdot s_1 = 2 \cdot 1{,}02152 \cdot 0{,}000012 \cdot 30 \cdot 582 = 0{,}428057,$$

$$2 \operatorname{tg} \alpha \, \varepsilon \cdot t \cdot s_2 = 2 \cdot 0{,}21052 \cdot 0{,}000012 \cdot 30 \cdot 120 = 0{,}018188,$$

Da nun $E = E_1 = E_2$ ist, so folgt, wenn Zähler und Nenner mit E multipliziert werden:

$$X' = \frac{\frac{1}{J} \cdot \frac{2 h_s}{l} (F' e' + F' e'')}{\frac{1}{F} + \frac{1}{J} \cdot \frac{h_s^2 \, l}{3} + 2 \left(\frac{1}{\cos \alpha} \right)^2 \frac{s_1}{F_1} + 4 \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha \frac{s_2}{F_2}}$$

$$+ \frac{E (\varepsilon \, t \, l - 2 \left(\frac{1}{\cos \alpha} \right) \varepsilon \, t \, s_1 + 2 \operatorname{tg} \alpha \, \varepsilon \, t \, s_2)}{\frac{1}{F} + \frac{1}{J} \cdot \frac{h_s^2 \, l}{3} + 2 \left(\frac{1}{\cos \alpha} \right)^2 \frac{s_1}{F_1} + 4 \operatorname{tg}^2 \alpha \frac{s_2}{F_2}},$$

$$X' = \frac{5254151}{(14{,}57 + 433{,}5 + 60{,}07 + 0{,}787)} + \frac{2150000 \, (0{,}4104 - 0{,}428057 + 0{,}018188)}{(14{,}57 + 433{,}5 + 60{,}07 + 0{,}787)},$$

$$X' = 10324 + 2{,}2 \sim 10326 \text{ kg}.$$

(Fortsetzung folgt.)

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

46. Jahrgang. Nr. 43. Begründet von W. H. Uhland. 23. Oktober 1913.

Allgemeiner Teil mit Berechnungen etc. (14 Tages-Ausgabe).

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Elektrodynamische Leistungswaage

(Bremsdynamo-Meßmotor).

Mit Abbildung, Fig. 144.

Zusammenfassung. Beschrieben ist eine neuartige Einrichtung zum Abbremsen von Kraft- und Arbeitsmaschinen, Pumpen, Gebläse usw., bestehend in einer doppelt drehbar gelagerten Gleichstrommaschine, die wahlweise bei Antrieb einer Kraftmaschine als Dynamo und bei Anschluß an eine Gleichstromspannung als Elektromotor laufen kann. Es kreist hier nicht bloß der Anker in seinen Ringschmierlagern, sondern auch das Gehäuse der Maschine ist noch einmal in Kugeln drehbar gelagert. Jede auf den Anker ausgeübte elektrodynamische Aktion löst eine der aufgewandten Arbeit proportionale Reaktion aus, die dann an einem Waagebalken bestimmt werden kann. Vom Erbauer wird die Einrichtung als elektrodynamische Leistungswaage bezeichnet.

Neben den allbekannten Dynamometern führt sich neuerdings auch eine elektrodynamische Leistungswaage recht gut in der Praxis ein; sie besteht im wesentlichen aus einer doppelt drehbar gelagerten Gleichstrommaschine, die wahlweise bei Antrieb einer Kraftmaschine als Dynamo, bei Anschluß an eine Gleichstromspannung aber auch als Elektromotor laufen kann.

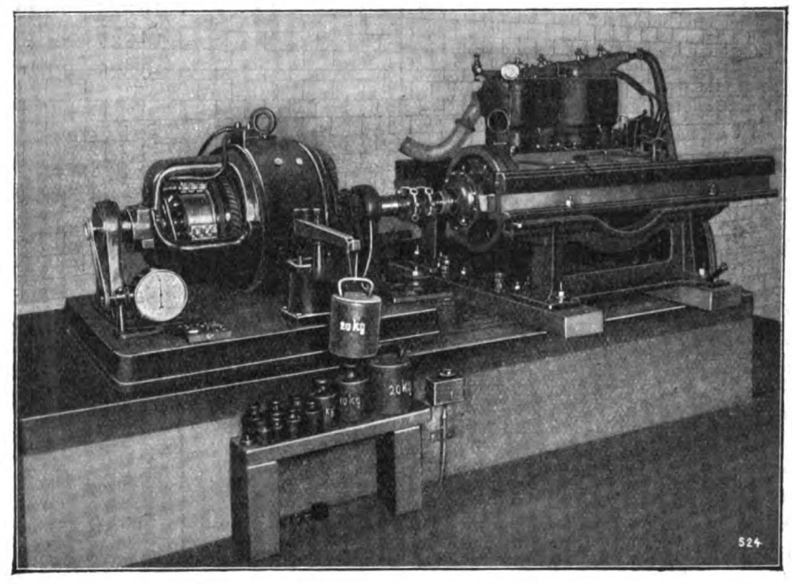


Fig. 144. Z. A.: Elektrodynamische Leistungswaage.

Die Eigenart dieser Maschine liegt besonders darin, daß nicht nur der Anker in seinen Ringschmier-Gleitlagern kreist, sondern, daß auch das gesamte, den Anker umschließende Maschinengehäuse noch einmal in Kugellagerböcken drehbar angeordnet ist. Jede auf den Anker dieses nachgiebigen Systems ausgeübte mechanische oder elektrodynamische Aktion (durch Rotationsantrieb oder Stromzuführung) löst daher, wie uns Dr. Max Levy in Berlin, der Hersteller der Waage, mitteilt, eine der aufgewandten Arbeit proportionale Reaktion aus, die sich in einem Nachstreben des drehbar angeordneten Maschinengehäuses äußert, und die durch Aufbieten äquivalenter, mechanischer Gegenkräfte (Zug oder Druck) aufgehoben und so der Größe nach leicht bestimmt werden kann.

Zu diesem Zwecke besitzt das Magnetgehäuse (vergl. Fig. 144)*) zu beiden Seiten (für Links- und Rechtslauf) je einen Waagebalken von bekannter Länge. Es bedarf alsdann nur noch der Auflage eines entsprechenden Gewichtes, um das am Wellenstumpf der Maschine vorherrschende Drehmoment auszubalanzieren. Wird dann noch durch Tachometer oder Handtourenzähler die Umlaufzahl des Ankers bestimmt, so ergibt sich die von der Maschine aufgenommene Arbeit in PS, wenn P das zur Aufhebung des Belastungszuges aufgelegte Gewicht in kg, l die Wagebalkenlänge in Metern, n die Umlaufszahl pro Minute bedeutet, bekanntlich zu:

$$PS = 2 \cdot \pi \cdot \frac{n}{60} \cdot l \cdot \frac{P}{75} = \frac{P \cdot l \cdot n}{716}.$$

Macht man zur Vereinfachung der Rechnung den Hebel z. B. 0,716 m lang, so läßt sich der Wert für die PS gleichsetzen:

$$PS = \frac{P \cdot 0{,}716 \cdot n}{716} = \frac{1}{1000} \cdot P \cdot n^{*}).$$

Es wurden Vorkehrungen getroffen, um ein empfindliches Einspielen der elektrodynamischen Leistungswaage in der Nullage und somit möglichst hohe Empfindlichkeit auch bei geringen Belastungen zu erreichen. Die Maschine ist somit von der Fehlerquelle ähnlicher Fabrikate praktisch so gut wie frei. Die vorgesehene Ineinanderlagerung vermeidet die Meßfehler der Maschinen mit außerhalb des Gehäuses angebrachter Kugellagerung. Derartige Konstruktionen zeigen bei Benutzung als Bremsdynamo zu geringe, bei Benutzung als Meßmotor zu hohe Leistungen an. Zudem können bei ihnen sich leicht magnetische Nebenschlüsse bilden, die die Messung fehlerhaft gestalten.

Das Hantieren mit den Belastungsgewichten kann durch Ausrüstung der Leistungswaage mit (für beide Drehrichtungen) umsteckbarer, hydraulischer Dose und Hydromanometer erspart werden. In diesem Falle wird der Belastungsdruck in kg direkt auf den Zeiger eines Hydromanometers übertragen. Wird die Umlaufzahl gleichzeitig durch ein Zeigertachometer festgestellt, so läßt sich in wenigen Sekunden jede beliebige Belastung einstellen und durch Multiplikation der kg mit der Umlaufszahl und der Hebelkonstanten berechnen oder einem mitgelieferten Diagramm entnehmen. Dabei kann die Zuverlässigkeit des Hydromanometers durch Abwägung stets kontrolliert werden.

Das Hydromanometer kann gleichzeitig mit einem Zeigertachometer in eine selbständige Registriervorrichtung eingebaut werden. Beide Instrumente zeichnen dann ihre Angaben selbständig auf einen gemeinsamen Papierbogen auf, dem durch ein Sekundenuhrwerk eine Querbewegung erteilt wird. Dieser Bogen besitzt eine Höhe von ca. 300 mm bei ca. 400 mm Breite, so daß die Aufzeichnungen klar und deutlich erscheinen. Der Bogen ist für eine ca. einhalbstündige Versuchsdauer bemessen. Verzeichnet man auf demselben noch die Leistungskurve sowie den Brennstoffverbrauch des geprüften Motors, so hat man noch nach Jahren ein einwandfreies und übersichtliches Bild seiner Qualität und ein verläßliches Protokoll.

*) Fig. 144 stellt die Bremsdynamoanlage dar, welche von Levy für die „Protos"-Automobil G. m. b. H. in Berlin-Nonnendamm geliefert wurde.

*) Auf Wunsch werden ohne besondere Berechnung jeder Leistungswaage Diagramme gegeben, aus der bei verschiedenen Umlaufzahlen alle im Belastungsbereich der Maschine liegenden Werte für PS bei den verschiedenen Gewichtsauflagen sofort abgelesen werden können.

Bei Benutzung als Bremsdynamo dient die elektrodynamische Leistungswaage zur genauen Ermittlung der Leistung von Kraftmaschinen aller Art bei geringstem Aufwand an Zeit. Da nur, wenige einfache und daher leicht zu erlernende Handgriffe erforderlich sind, kann die Bremsung selbst von ungelernten Arbeitern vorgenommen werden. Dabei sind Erleichterungen aller Art möglich. So kann die auf einer gußeisernen Grundplatte montierte Leistungswaage zwei Wellenstümpfe erhalten. Werden dann zu beiden Seiten Fundamente zur Aufnahme der Prüfmotore errichtet, so kann stets ein Motor zur Prüfung vorbereitet werden, während der vorhergehende noch gebremst wird. Auch läßt sich die Leistungswaage fahrbar machen und kann alsdann auf Schienen an die einzelnen Prüfstände herangefahren werden.

Die jeweilig erforderliche Belastungshöhe ist ohne nennenswerte Schwierigkeit einzustellen, und zwar, ohne daß man die Kraftmaschine abstellen müßte, bis zur Höchstleistung allmählich ansteigend und allmählich wieder sinkend. Allein hierdurch schlägt das Bremsverfahren mit der Leistungswaage die zeitraubende Windflügelbremsung aus dem Felde, weil bei dieser vor jeder Belastungsänderung erst der Motor stillgesetzt und alsdann, nach Verstellung der Flügel, von neuem angedreht werden muß. Dagegen kann mit der Leistungswaage die in der Praxis allein vorherrschende, bald stärkere, bald geringere Belastung mit großer Annäherung an die Wirklichkeit hergestellt werden.

Auch der so beliebte Pronysche Zaum, in seinen verschiedenen Abarten als Band-, Backen- und Seilbremse zeigt Mängel die jedem, der sich mit der Prüfung von Kraftmaschinen zu befassen hat, sattsam bekannt sind. Seine Bedienung erfordert große Schulung und bedingt mancherlei Vorkehrungen zum Abführen der beim Bremsen entstehenden Wärme, die seine Handhabung erschweren. Das hierbei in der Regel reichlich umherspritzende Kühlwasser, sowie das Hantieren mit den oft erheblichen Belastungsgewichten macht das Arbeiten mit dem Pronyschen Zaum recht unbequem. Dabei darf man die Kosten für die Beschaffung des Kühlwassers nicht übersehen. (Schluß folgt.)

Berechnung der Spannkräfte einiger einfacher, verspannter Fachwerkträger und vollwandiger Träger.

Von **Franz Röpke** in **Hamburg.**

Mit Abbildungen, Fig. 145 u. 146.

(Fortsetzung aus Heft 21.)

Berichtigung.

Bitte zu lesen:

Heft 17, Seite 77, 2. Spalte.

Zeile 6 von oben: Statt x' ist zu setzen: X',
„ 7 „ unten: „ $S = S_0 + S' x'$ ist zu setzen: $S = S_0 + S' X'$.

Heft 18, Seite 80, 1. Spalte.

Zeile 4 von unten: Statt Spannwerk ist zu setzen: Sprengwerk.

Seite 81, 1. Spalte.

Zeile 1 von oben: Statt $C_1 \cdot x$ ist zu setzen: $C_1 \cdot x$.

Heft 19, Seite 85, 2. Spalte.

In der 3. Formel von oben ist statt:

$$\int_0^l (-y)\frac{M_0 - Xy}{E \cdot J}\,dx \text{ zu setzen: } \int_0^l (-y)\frac{M_0 - X'y}{E \cdot J}\,dx.$$

Zeile 3 von unten: Statt $\int_{\frac{l}{2}}^{l} M_0 x_2\,dx = F'(l - e'')$ ist zu setzen:

$$\int_{\frac{l}{2}}^{l} M_0 x_2\,dx = F''(l - e'').$$

Seite 86, 1. Spalte in der 2. Formel von oben ist statt:

$\frac{1}{E \cdot J} \cdot \frac{2 h_s}{l} F' e' + F'' e'')$ zu setzen: $\frac{1}{E \cdot J} \cdot \frac{2 h_s}{l}(F' e' + F'' e'')$.

Seite 86, 2. Spalte, 1. Formel von oben: Statt X ist im 3. Glied zu setzen: X'.

„ „ „ „ 2. Formel von oben: Statt des Faktors X ist zu setzen: X'.

Das Resultat läßt erkennen, daß der Einfluß der Temperaturänderung bei gleichmäßiger Verteilung ganz unbedeutend (genau gerechnet = 0) ist, wenn alle Teile aus demselben Material bestehen und wenn ein festes sowie ein bewegliches Auflager vorhanden ist, so daß der Träger den Temperaturschwankungen zwanglos nachgeben kann.

Nachdem nun X' ermittelt ist, kann der verspannte Träger in allen Teilen berechnet werden.

Aus der einfachen Momentenfläche (Fig. 135, Heft 18) ergeben sich für die Querschnitte $\alpha, \beta, \gamma, \delta, \varepsilon, \xi$ die Ordinaten η zu:

$\eta_\alpha = 13{,}2$ mm . . . $M_{0\alpha} = 1{,}32 \cdot 4000 \cdot 100 = 528000$ kg cm,
$\eta_\beta = 19{,}6$ „ . . . $M_{0\beta} = 1{,}96 \cdot 4000 \cdot 100 = 784000$ „
$\eta_\gamma = 24{,}7$ „ . . . $M_{0\gamma} = 2{,}47 \cdot 4000 \cdot 100 = 988000$ „
$\eta_\delta = 28{,}7$ „ . . . $M_{0\delta} = 2{,}87 \cdot 4000 \cdot 100 = 1148000$ „
$\eta_\varepsilon = 29{,}5$ „ . . . $M_{0\varepsilon} = 2{,}95 \cdot 4000 \cdot 100 = 1180000$ „
$\eta_\xi = 28{,}8$ „ . . . $M_{0\xi} = 2{,}88 \cdot 4000 \cdot 100 = 1152000$ „

Der Wert y ergibt sich für die Querschnitte $\alpha, \beta, \gamma, \delta, \varepsilon, \xi$ zu:

$y_\alpha = \frac{2 h_s}{l} \cdot x_\alpha = \frac{2 \cdot 120}{1140} \cdot 120 = 0{,}21 \cdot 120 = 25{,}2$ cm.
$y_\beta = \ldots = 0{,}21 \cdot 210 = 44{,}2$ „
$y_\gamma = \ldots = 0{,}21 \cdot 300 = 63{,}0$ „
$y_\delta = \ldots = 0{,}21 \cdot 390 = 81{,}9$ „
$y_\varepsilon = \ldots = 0{,}21 \cdot 480 = 100{,}8$ „
$y_\xi = \ldots = 0{,}21 \cdot 570 = 119{,}7$ „

$X' \cdot y_\alpha = 10326 \cdot 25{,}2 = 260215$ kg cm,
$X' \cdot y_\beta = 10326 \cdot 44{,}2 = 456409$ „
$X' \cdot y_\gamma = 10326 \cdot 63{,}0 = 650538$ „
$X' \cdot y_\delta = 10326 \cdot 81{,}9 = 845699$ „
$X' \cdot y_\varepsilon = 10326 \cdot 100{,}8 = 1040860$ „
$X' \cdot y_\xi = 10326 \cdot 119{,}7 = 1236022$ „

$M_\alpha = M_{0\alpha} - X' \cdot y_\alpha = 528000 - 260215 = 267785$ kg cm,
$M_\beta = M_{0\beta} - X' \cdot y_\beta = 784000 - 456409 = 327591$ „
$M_\gamma = M_{0\gamma} - X' \cdot y_\gamma = 988000 - 650538 = 337462$ „
$M_\delta = M_{0\delta} - X' \cdot y_\delta = 1148000 - 845699 = 302301$ „
$M_\varepsilon = M_{0\varepsilon} - X' \cdot y_\varepsilon = 1180000 - 1040860 = 139140$ „
$M_\xi = M_{0\xi} - X' \cdot y_\xi = 1152000 - 1236022 = -84022$ „

$M_{max} = M_\gamma = 337462$ kg cm.

Größte Biegungsspannung im Träger: $\sigma_b = \frac{M_\gamma}{W} = \frac{337462}{789} = \mathbf{428}$ kg cm^2,

Spannung in der Zugstange des Sprengwerkes: $\sigma_1 = \frac{S_1}{F_1} = \frac{X'}{F_1 \cos\alpha} = \frac{10326}{20{,}2 \cdot 0{,}97893} = \mathbf{522}$ kg cm^2,

Spannung in der Druckstrebe des Sprengwerkes: $\sigma_2 = \frac{S_2}{F_2} = \frac{-2 \operatorname{tg}\alpha X'}{F_2} = \frac{-0{,}42 \cdot 10326}{27} = \mathbf{-160}$ kg cm^2,

Erforderliches Trägheitsmoment für die Druckstrebe: $J_{2\,min} = \frac{S_2 h_s^2 \text{(in m)}}{400} = \frac{(2 \operatorname{tg}\alpha X') \cdot h_s^2}{400} = \frac{(0{,}42 \cdot 10326) \cdot 1{,}2^2}{400} = \frac{4337 \cdot 1{,}2^2}{400} = \mathbf{15{,}61}$ cm^4.

Vorhanden ist $J_{2\,min} = 2 \cdot 71{,}7 = 143{,}4$ cm^4.

Hiermit ist die gestellte Aufgabe für das einfache Sprengwerk gelöst; doch soll nun noch die für X' gefundene Gleichung so umgeformt werden, daß die Berechnung der statisch unbestimmbaren Gröse X' auch ohne Anwendung der graphischen Statik leicht möglich ist.

Zu diesem Zweck multiplizieren wir die Gleichung:

$$X' = \frac{\frac{1}{EJ} \cdot \frac{2 h_s}{l}(F' e' + F'' e'')}{\frac{1}{EF} + \frac{1}{E \cdot J} \cdot \frac{h_s^2 l}{3} + 2\left(\frac{1}{\cos\alpha}\right)^2 \frac{s_1}{E_1 F_1} + 4 \operatorname{tg}^2\alpha \frac{s_2}{E_2 F_2}}$$

$$\varepsilon \cdot t \cdot l - 2\frac{1}{\cos\alpha}\varepsilon \cdot t \cdot s_1 + 2 \operatorname{tg}\alpha\, \varepsilon\, t\, s_2$$

$$+ \frac{1}{EF} + \frac{1}{E \cdot J} \cdot \frac{h_s^2 l}{3} + 2\left(\frac{1}{\cos\alpha}\right)^2 \frac{s_1}{E_1 F_1} + 4 \operatorname{tg}^2\alpha \frac{s_2}{E_2 F_2}$$

im Zähler und Nenner mit $\frac{3\,E\,J}{h_s^2\,l}\cdot\frac{F}{F}$ und setzen $s_1 = \frac{1}{2\cos\alpha}$; $s_2 = \frac{1}{2}\,\mathrm{tg}\,\alpha$, dann erhalten wir:

$$X' = -\frac{\frac{3}{h_s^2\,l}\left[\frac{2\,h_s}{l}\,(F'\,e' + F''\,e'')\right]}{1+\frac{3\cdot J}{h_s^2\,F}\left[1+\left(\frac{1}{\cos\alpha}\right)^3\frac{E\cdot F}{E_1\,F_1}+2\,\mathrm{tg}^3\,\alpha\,\frac{E\cdot F}{E_2\,F_2}\right]} + \frac{\frac{3\,E\cdot J}{h_s^2}\,\varepsilon\cdot t\left(1-\frac{1}{\cos^2\alpha}+\mathrm{tg}^2\,\alpha\right)}{1+\frac{3\cdot J}{h_s^2\,F}\left[1+\left(\frac{1}{\cos\alpha}\right)^3\frac{E\cdot F}{E_1\cdot F_1}+2\,\mathrm{tg}^3\,\alpha\,\frac{E\cdot F}{E_2\,F_2}\right]}.$$

Der Nenner dieser Gleichung ist jetzt nur von der Höhe h_s des Sprengwerks und von den Querschnittsdimensionen, sowie von dem Elastizitätsmodul der verwendeten Materialien abhängig; wählt man hierfür die Bezeichnung μ, so daß:

$$\mu = 1+\frac{3\cdot J}{h_s^2\,F}\left[1+\left(\frac{1}{\cos\alpha}\right)^3\frac{E\cdot F}{E_1\,F_1}+2\,\mathrm{tg}^3\,\alpha\,\frac{E\cdot F}{E_2\,F_2}\right],$$

dann erhält man die einfache Formel:

$$X' = \frac{1}{\mu}\cdot\frac{3}{h_s^2\,l}\left[\frac{2\,h_s}{l}\,(F'\,e' + F''\,e'')\right] + \frac{1}{\mu}\cdot\frac{3\,E\,J}{h_s^2}\,\varepsilon\cdot t\left(1-\frac{1}{\cos^2\alpha}+\mathrm{tg}^2\,\alpha\right),$$

und wenn man von dem Einfluß der Temperaturänderung t absieht, so wird:

$$X' = \frac{1}{\mu}\cdot\frac{3}{h_s^2\,l}\left[\frac{2\,h_s}{l}\,(F'\,e' + F''\,e'')\right],$$

$$= \frac{1}{\mu}\cdot\frac{3}{h_s^2\,l}\left[\frac{2\,h_s}{l}\int_0^l M_0\,x\,dx\right],$$

$$= \frac{1}{\mu}\cdot\frac{3}{h_s^2\,l}\int_0^l M_0\,y\,dx = \frac{1}{\mu}\cdot\frac{6}{h_s\,l^2}\cdot\int_0^l M_0\,x\,dx.$$

Für eine **Einzellast** P, welche **links** von der Mitte des Trägers, im Abstande a vom linken Auflager, angreift (Fig. 146), ergibt sich:

$$\int_0^l M_0\,x\,dx = (F'\,e' + F''\,e''),$$

$$= \frac{P\cdot a}{24}\,(3\,l^2 - 4\,a^2) \qquad = \frac{P\cdot a}{6}\left[3\left(\frac{l}{2}\right)^2 - a^2\right]$$

$$X' = \frac{1}{\mu}\cdot\frac{6}{h_s\,l^2}\cdot\underbrace{\frac{P\cdot a}{6}\left[3\cdot\left(\frac{l}{2}\right)^2 - a^2\right]}_{F'\,e' + F''\,e''}.$$

Wenn **mehrere Einzellasten** $P_1, P_2, P_3 \ldots$ **links** von der Mitte des Trägers angreifen, in Abständen $a_1, a_2, a_3 \ldots$ vom linken Auflager, dann ist:

$$X' = \frac{1}{\mu}\cdot\frac{6}{h_s\,l^2}\cdot\underbrace{\Sigma\frac{P\cdot a}{6}\left[3\left(\frac{l}{2}\right)^2 - a^2\right]}_{F'\,e' + F''\,e''}.$$

Für **Einzellasten** P, welche **rechts** von der Mitte des Trägers angreifen (Fig. 145, 1), erhält man in derselben Weise, unter Vertauschung von a und b:

$$X' = \frac{1}{\mu}\cdot\frac{6}{h_s\,l^2}\cdot\underbrace{\Sigma\frac{P\cdot b}{6}\left[3\left(\frac{l}{2}\right)^2 - b^2\right]}_{F'\,e' + F''\,e''}$$

Für eine **gleichmäßig verteilte Last** g pr. **Längeneinheit** (Fig. 145, 2) erhält man, wenn man beachtet, daß einem Lastteilchen g da, welches auf der linken Hälfte des Trägers im Abstande a vom Auflager wirkt, auf der rechten Hälfte des Trägers ein gleiches Lastteilchen g db = g da im Abstande b = a vom rechten Auflager gegenübersteht, so daß a und b mit einander vertauscht werden können.

$$X' = \frac{1}{\mu}\cdot\frac{6}{h_s\,l^2}\cdot 2\cdot\underbrace{\int_0^{\frac{l}{2}}\frac{(g\cdot da)\cdot a}{6}\left[3\left(\frac{l}{2}\right)^2 - a^2\right]}$$

$$= \frac{1}{\mu}\cdot\frac{6}{h_s\,l^2}\underbrace{\left(\frac{5\cdot l^3}{192}\cdot g\,l\right)}_{F'\,e' + F''\,e''}$$

$$= \frac{1}{\mu}\cdot\frac{5}{32}\,(g\,l)\,\frac{l}{h_s}.$$

(Fortsetzung folgt.)

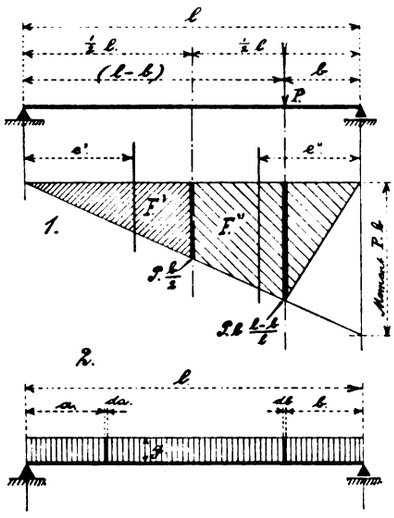


Fig. 145.

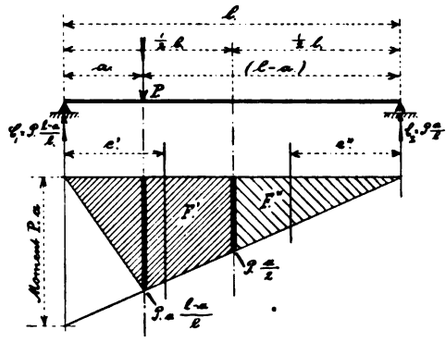


Fig. 146.

Fig. 145 u. 146. Z. A.: Berechnung der Spannkräfte einiger einfacher, verspannter Fachwerkträger und vollwandiger Träger.

Die Eisenbauten von Breest & Co.

auf der Internationalen Baufach-Ausstellung, Leipzig 1913.

Mit Zeichnungen auf Tafeln 38 u. 45, sowie Abbild., Fig. 147 u. 148.

(Fortsetzung aus Heft 21.)

Erze und Eisenproben führen uns in das Gebiet der Materialkunde, blankpolierte Profilschnitte zeigen die große Mannigfaltigkeit, mit der die Stahlwerke den Bedürfnissen der Eisenkonstrukteure entgegenkommen. In keinem anderen Lande finden wir eine derartige Fülle von verschiedenen Profilen, wie wir sie in Deutschland walzen und schon diese reichhaltige Profilkarte sichert uns oft die Überlegenheit im Auslande trotz Fracht und Zoll. — Ein wichtiger Zweig, der dem modernen Eisenbau dienstbar ist, sind die sog. **Steineisendecken**, Gebilde aus Ziegelsteinen von besonderer Form, meist

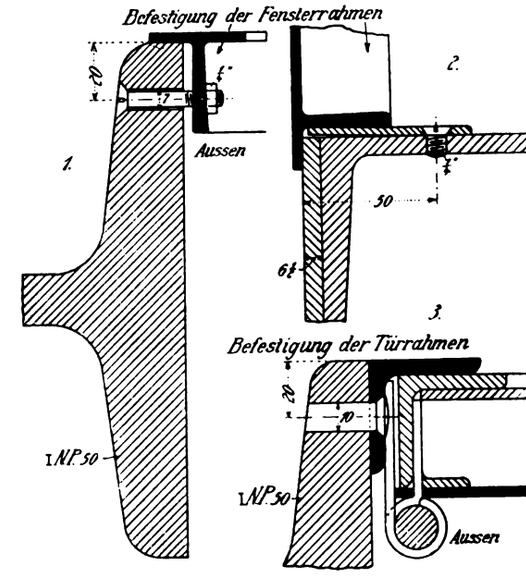


Fig. 147. Z. A.: Die Eisenbauten von Breest & Co. auf der Intern. Baufach-Ausstellung, Leipzig 1913.

mit Hohlräumen zur Ersparnis an Material und Eisengewicht versehen, mit kräftigen Mörtelfugen, in deren unteren Teil Eiseneinlagen eingestampft werden, die der Decke ihre bedeutende Tragfähigkeit bei verhältnismäßig großer Spannweite geben.

Eins der schönsten Beispiele einer Steineisendecke ist die Decke des unteren Umganges im Stahlwerkpalast selbst, welche die bedeutende Spannweite von 6,5 m aufweist. Sie ist unter Verwendung sogenannten „Mammuth-Hohlsteine" mit Zementmörtelfugen von 2,0 cm Stärke mit Bandeiseneinlagen hergestellt und für eine Nutzlast von 500 kg/m² berechnet worden. Diese Decke spannt sich zwischen eisernen Unterzügen, von denen der eine in der Außenwand des Gebäudes liegt, der andere die Nische des Umganges abschließt. Ein auf die Decke aufgebrachter Zementglattstrich bildet die Unterlage für einen Kokosmattenbelag, soweit es sich um Innenräume handelt, für einen Belag aus begehbarem Asphaltolyt, soweit die Terrasse in Frage kommt. Bei letzterer ist der Estrich mit Gefälle nach den Gebäudeecken hin versehen, an denen Zinkabfallrohre den Anschluß an die Kanalisation vermitteln.

Von dem unteren Umgange umschlossen wird ein zentraler Raum von achteckiger Grundform, dessen eingeschriebener Kreis einen Durchmesser von 10 m hat.

Dieser zentrale Raum, der sog. Diaphanieraum, zeigt in einer völlig neuen Form, wie Photographien zu klarer und plastischer Wirkung herangezogen werden können. Diese Photographien sind auf Mattglas hergestellt und zeigen ausgeführte Bauwerke aller Art aus dem Gebiete des Eisen-Hoch- und Brükkenbaues in systematischer Anordnung.

Die Bilder sind in Holzrahmen eingesetzt, die eine indirekte Beleuchtung durch Glühlampen ermöglichen. Etwa 600 elektrische Birnen sind zwischen die Holzrahmenwand und die Rabitzrückwand eingefügt und reflektieren ihre Lichtfülle mit Hilfe dieser weiß gestrichenen Rückwand. Sie geben dem Raum, der an sich keine direkte Beleuchtung erhalten hat und vom Tageslicht vollkommen abgeschlossen ist, ein eigenartig mattes Licht, indem sie zugleich die Glasbilder transparent erscheinen und deutlich hervortreten lassen. — Da zeigen sich Gruppen von Balkenbrücken aller Spannweiten, Bogenbrücken aller Systeme, Hallenbauten, Bahnhofsanlagen usw.

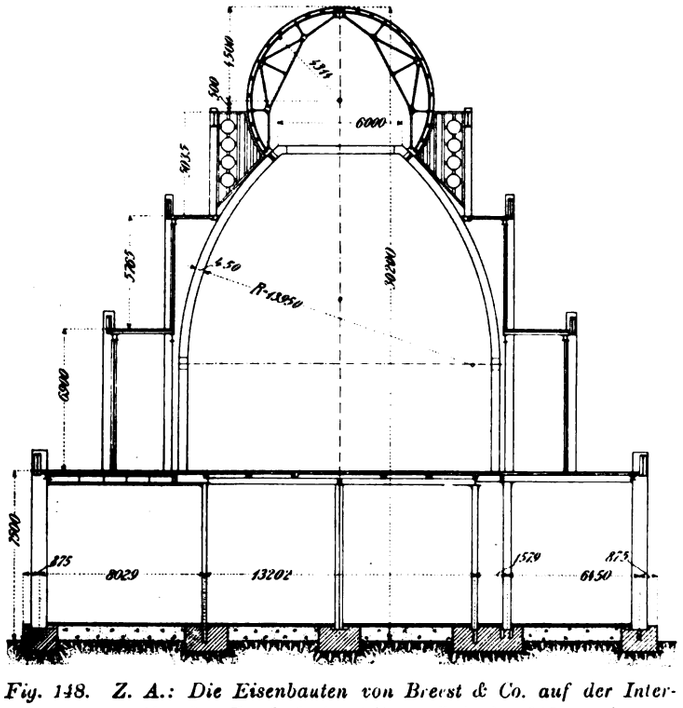


Fig. 148. Z. A.: Die Eisenbauten von Breest & Co. auf der Internationalen Baufach-Ausstellung, Leipzig 1913.

Zur Ausschmückung sind hier auf Glas gemalte Silhouetten von Repsold, Berlin, als abschließender Fries angeordnet, von denen einige künstlerische Darstellungen aus dem Hütten- und dem Eisenbau-Betriebe, andere wieder Brücken und Eisenbauwerke nach der Natur zeigen. Viel wirksamer als die üblichen Photos auf Papier, lassen diese Diaphanien die dargestellten Konstruktionen müheloser und eindringlicher betrachten, als es mit den bisher üblichen Mitteln möglich war.

In diesem Raum besteht, ebenso wie in dem Umgang, der Fußboden aus Terrazzo auf Betonunterlage, die Decken sind wieder Steineisendecken, allerdings von geringerer Spannweite (1,8 m), die abschließenden Wände Rabitzwände, zwischen Eisenkonstruktionen gespannt, welche dem ganzen Gebäude durch räumliche Verspannung seine Festigkeit gegen Wind geben. Ein von der Decke herabfließendes zeltartiges Seidenstoff-Velarium entzieht die nur roh ausgeführte Decke den Blicken des Beschauers und verbirgt die Luftkanäle, die zu der im Keller befindlichen Ventilationsanlage führen. Diese Lüftungsanlage drückt gekühlte Luft zwischen Wand und Diaphaniebilder und entweicht aus Schlitzen im Paneel in den Raum, indem sie zugleich die von den Glühlampen ausstrahlende Hitze absorbiert. Aus dem Diaphanieraum gelangen wir an dem Modell eines 300 m hohen Telefunkenturms vorbei, auf die Haupttreppe, die zu den oberen Räumen führt.

Diese Treppe ist dreiarmig und freitragend in Eisen konstruiert, mit Eichenholztrittstufen und schwarzgebeiztem Eichengeländer versehen. An ihrem oberen Austritt befinden wir uns in dem oberen Umgang.

Dieser ist mit seinen Konstruktionszeichnungen und Photographien in erster Linie für den Fachmann interessant.

Zusammenstellungen von Querschnitten der bedeutendsten Bahnhofshallen bilden ein vorzügliches Vergleichsmaterial, desgl. die Querschnitte der bisher ausgeführten Luftschiffhallen. Hier sind auch die hauptsächlichsten Arten von Brückenverstärkungen in übersichtlichen Darstellungen vereinigt.

Die von dem oberen Umgang nach oben führende eiserne Nebentreppe dient nur dem Verkehr der Verwaltung und des Betriebes. Sie macht das Bureau der beiden Verbände zugänglich und führt zu dem feuersicheren Raum des Kinooperateurs.

Von dem oberen Rundgang wird der Kinotheatersaal umschlossen. Dieser hat, wie alle Haupträume, die Grundform eines unregelmäßigen Achtecks, dessen eingeschriebener Kreisdurchmesser 14 m beträgt. Das Lichtbild-Theater unterscheidet sich grundsätzlich von den bisher bekannten Kinosälen dadurch, daß es nicht verdunkelt wird. Eine Erfindung des Berliner Ingenieurs Zechmann hat eine Bildtafel geschaffen, die es ermöglicht, bei Tageslicht zu arbeiten. Um die Bilder recht klar zu bekommen, war es allerdings notwendig, eine vertiefte Bühne herzustellen, deren Wände mit schwarzen Samt ausgeschlagen wurden, um die Kontraste zwischen Kinobild und Umgebung zu verstärken.

Die Bilder erscheinen klar und plastisch, ein Unterschied gegenüber den verdunkeltem Kinotheater ist kaum zu bemerken.

Gegenstand der Darstellungen sind in diesem rein technischen Theater die Gewinnung des Eisens und seine Verarbeitung bis zur fertigen Brücke, Bahnhofshalle und dergl. Es wird also die Grube und die Hütte, das Stahl- und Walzwerk, die Eisenbauwerkstatt und die Montage gezeigt und durch kurze Vorträge erläutert.

Im Theatersaal selbst fällt die Eigenart des Entwurfes auf. Die Decke ist keine Decke in üblichem Sinne, sie wird gebildet durch die untere Kalotte der das Gebäude krönenden Kugel. Diese Kugel (Fig. 2, Taf. 38) wird von geschwungenen Trägern (Fig. 5, Taf. 38), deren untere Flansche blank geschliffen wurden, getragen und von einem eisernen Ring gefaßt. An die Kalotte schließen sich Kassettendecken aus Bimsbeton, welche fabrikmäßig hergestellt, auf die fertige Eisenkonstruktion verlegt und mit Zement vergossen werden, wodurch man von Witterungseinflüssen und den teuren und störenden Schalungen unabhängig wird. Die Fenster dieses Raumes sind zur Abdämpfung der Sonnenstrahlen mit Lasurfarbe in Antikglasmanier getüncht. Sie sind außerdem, um bei grellem Sonnenschein das Publikum zu schützen, mit bläulichen Stoffvorhängen versehen.

Die Wände bestehen aus Rabitz und sind mit Künstlerleinen bespannt, welches violett gestrichen und mit Blumenmotiven verziert ist. Zwei Gemälde von Fritz Gärtner, eines die Schwebebahn in Elberfeld, das zweite ein Hüttenwerk darstellend, schmücken die Wände, drei große Brückenmodelle laden zur Betrachtung in den Pausen der Vorführungen ein. — Durch zwei feuersichere Eisentüren gelangen wir wieder auf den äußeren Umgang, und von diesem durch Glastüren auf die erste Terrasse, welche 7 m Höhe über dem Erdboden sich befindet. (Fortsetzung folgt.)

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

46. Jahrgang. Nr. 45. Begründet von W. H. Uhland. 6. November 1913.

Allgemeiner Teil mit Berechnungen etc. (14 Tages-Ausgabe).

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Die moderne Lohnverrechnung im Fabrikbetriebe.

Von **Carl Redtmann** in **Berlin.**

Zusammenfassung. Nach Besprechung der Begriffe Zeitlohn und Akkordarbeit werden Vorschläge gemacht, wie sich das Lohnwesen vereinfachen ließe. Dabei wird auf das kombinierte Lohn- und Akkordverfahren einer amerikanischen Fabrik, ferner auch auf ein verändertes Verfahren der Festsetzung der Akkorde hingewiesen. Nicht der Meister soll die Akkorde usw. feststellen, sondern ein besonderes Lohnbureau. Auch das amerikanische Prämiensystem wird kritisch beleuchtet, desgl. die Arbeiterkontrolle und Lohnverrechnung. Tageszettel, Wochenkarte, Monatskarte usw. werden besprochen, schließlich auch die Lohnliste in Verbindung mit der Elliot-Fisher Lohn-, Schreib- und Addiermaschine, desgl. die Lohnquittung.

An die Spitze der Abteilung für Lohnverrechnung stellt man zweckmäßig einen technisch nicht unerfahrenen energischen Kaufmann mit teilweisen Machtbefugnissen. Das Arbeitsfeld ist diesem genau vorgezeichnet und untersteht derselbe in erster Linie dem Betriebsdirektor. Es empfiehlt sich eine regelmäßige Kontrolle auszuüben und gegebenenfalls Einführung neuer Verfahren und Verbesserungen der Betriebsleitung nach praktischer Durcharbeitung in Vorschlag zu bringen.

Dem Arbeitsleiter untersteht die vollständige Kontrolle über die Reihenfolge der zu erledigenden Arbeiten und hat er vor allen Dingen dafür zu sorgen, daß seine Untergebenen die Aufzeichnungen mit größter Genauigkeit bis auf den betreffenden Tag führen, so daß eine prompte Lohnverrechnung ermöglicht wird.

Jeder Unternehmer ist sich der Wichtigkeit der Lohnverrechnung und der damit in Verbindung stehenden Verpflichtungen bewußt. Je einfacher er seine Lohnberechnung gestaltet, um so größer ist der schließliche Erfolg.

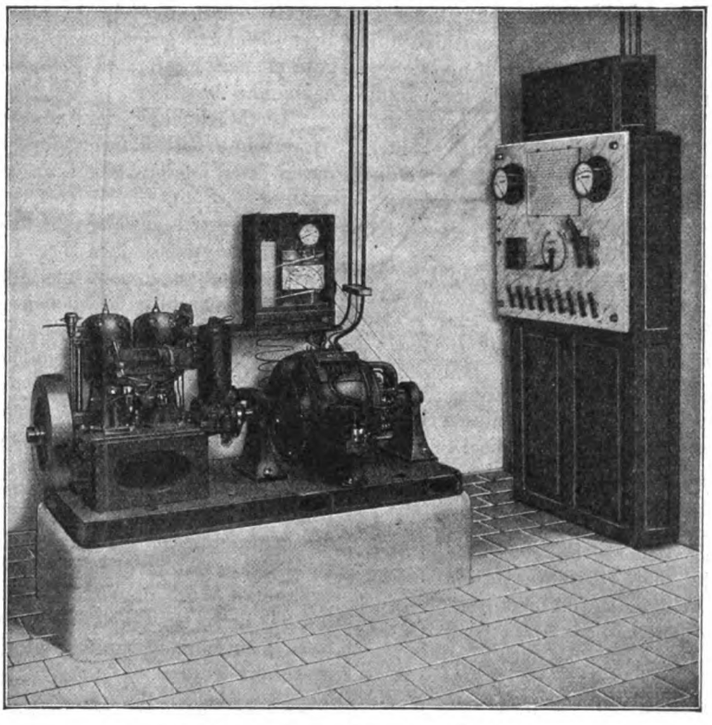


Fig. 149. Z. A.: Elektrodynamische Leistungswaage.

Im Besonderen unterscheidet man heute zwischen Zeitlohn und Akkordarbeit. Der erstere wird sich im allgemeinen nach Angebot und Nachfrage zu richten haben, aber auch durch die bestehenden Verbände werden häufig Lohnerhöhungen herbeigeführt, ohne daß seitens der Arbeiter eine Mehrleistung erfolgt.

Eine weitere Art der Lohnarbeit ist folgende: Einige intelligente Arbeiter unterrichten sich einige Tage vorher über die zu leistende Arbeit, für die geeigneten Vorrichtungen und teilen die Arbeit einzelnen Arbeitern oder kleinen Rotten so zu, daß eine genaue Abnahme und entsprechende Entlohnung möglich wird. Solche Art der Behandlung der Arbeiter steigert ihre Leistungsfähigkeit sofort. Steigern wir nun den Lohn eines einzelnen auf Grund der Abnahme, so steigert das den Eifer der anderen.

Es ist allerdings schwierig, oft sogar unmöglich, besonders bei erstmaligen Arbeiten, die Leistung jedes einzelnen Arbeiters genau festzustellen, aber etwas kann die Arbeit immer, wie man sagt „angelegt" werden, ebenso können immer einige Leistungen abgenommen werden.

Formular 1.

Maschinenabnahme.

Maschine Nr. ..... Name: .....

Monat ..... 19.....

Tag	O der Nr.	Beschreibung d. Arbeit	Zeichenblatt Nr.	Übersichtszeichnung	Gegebene Zeit	Gebrauchte Zeit	Zahl der fertigen Stücke			Bemerkungen

Ist die Arbeit so, daß man sie vorher anlegen kann, so wird hierdurch mehr erreicht als bei der gewöhnlichen Akkordarbeit, wo die Sätze nach alten Abnahmen oder Schätzungen der Meister bestimmt werden.

Formular 1 gibt ein Muster des Abnahmeprotokolls für einen Mann wie sie die American Locomotive Company seit 1902 eingeführt hat.

Diese Arbeitsweise ist an sich naturgemäß eine gewisse Anlehnung an die Akkordarbeit; sie bildet eine Art Kombination von Lohn- und Akkord, nach welcher der einzelne Mann unbedingt sein gutes Fortkommen findet. Man muß die Leistungsfähigkeit eines Mannes nur dadurch zu steigern suchen, daß man seine Tätigkeit zunächst mit Vertrauen beurteilt und ihm gestattet, unter gewissen Bedingungen eine mehr selbständige Leistung zu entwickeln. So wird auch der einzelne Mann für seinen Teil vorteilhafter abschließen und wenn er das einmal erreicht hat, wohl kaum noch auf andere Leute einzuwirken suchen, resp. sich von solchen beeinflussen lassen. Demnach hat dieses System zugleich den Vorteil, daß das Streikinteresse verdrängt wird. Damit aber ist zugleich bewiesen, daß man sich auf dem rechten Wege befindet.

Ähnliche günstige Erfahrungen sind aber auch mit der Akkordarbeit gemacht und ist diese Lohnform in den meisten Betrieben speziell für Massenfabrikation vorherrschend. Von großer Tragweite ist die richtige Festsetzung der Akkordlöhne. Dieses sollte einzig und allein Sache eines Selbstkostenbureaus sein. Man sollte längst eingesehen haben, daß die Kalkulation durch den Meister erfahrungsgemäß vielfach ungenau erfolgen muß, zumal sie meist auf Vermutungen sich stützt. Nichts trägt aber weniger ungünstig zum Gelingen des Ganzen bei, als ungesunde Akkordlöhne.

Der Meister hat über die Produktion zu wachen und die gesamten Arbeitsoperationen seiner Werkstatt zu kontrollieren. Seine Aufgabe ist es ferner, für richtige Verteilung der Arbeit zu sorgen, so daß die Leistungsfähigkeit sowohl der Arbeiter als auch der Maschinen voll ausgenutzt wird. Sein Augenmerk muß auch darauf gerichtet sein, daß nach Vollendung der einen Operationsfolge bis zum Beginn der nächsten kein Verzug eintritt. Mit der Feststellung der Löhne und Akkorde hat der Meister nichts zu schaffen.

Evtl. könnte die Arbeitsmethode für die einzelnen Produkte zweckmäßig auch von einer besonderen Kommission bestimmt werden, sofern sich nicht noch während der Fabrikation Verbesserungen ergeben. Man wird aus den gegebenen Verhältnissen heraus sehen, ob es angebracht erscheint, die Akkordsätze etwa herabzusetzen. Das wird in vielen Fällen allerdings zu Streitigkeiten und Streiks führen, so daß es wohl zu überlegen ist, wie man solchen Schwierigkeiten aus dem Wege geht. Ein einmal bewilligter Akkord bedeutet für den Arbeiter eine gewisse Sicherheit hinsichtlich seines Verdienstes, mit der er rechnet. Wird ihm diese sichere Aussicht entzogen und sein Verdienst geschmälert, so fühlt er sich, und das nicht unberechtigt, geschädigt. Deshalb ist es durchaus zweckmäßig, einen für ein bestimmtes Stück einmal festgesetzten Akkordsatz auch für die Folge bestehen zu lassen. Auf dieser Grundlage gedacht, bedeutet die Akkordarbeit das beste Mittel, um gesunde Verhältnisse in der Lohnpolitik zu schaffen und verdient deshalb einen Vorzug vor allen Prämien- und sonstigen Beteiligungssystemen.

Die Feststellung von Prämien oder Gratifikationen für Arbeiter hängt von dem Verhältnis der Arbeit zu dem Material, von den Unkosten und dem Verkaufspreis ab. Nachdem man auf Grund der Marktverhältnisse die Geschäftslage aufgestellt und dieser die Produktionsfähigkeit des Werkes gegenübergestellt hat, kann man die Extrabelohnung für erhöhte Arbeitsleistung bemessen, durch erhöhte Beschäftigung des Werkes ergibt sich ein erhöhter Gewinn, und aus dieser Gewinnvergrößerung läßt sich dann die Extrabelohnung berechnen. (Fortsetzung folgt.)

Elektrodynamische Leistungswaage

(Bremsdynamo-Meßmotor).

Mit Abbildung, Fig. 149.

(Schluß aus Heft 22.)

Die elektrodynamische Leistungswaage ist von diesen Unzuträglichkeiten augenscheinlich frei. Es wird einfach die Leistungswaage durch die zu prüfende Kraftmaschine mittels irgend einer mechanischen Kraftübertragung (direkte Kupplung, Riemen usw.) in Umdrehung versetzt.

Will man jetzt eine bestimmte PS-Zahl bei einer bestimmten Umlaufszahl abbremsen, so belastet man durch wenige Handgriffe am Belastungswiderstand (unter Feinregulierung mit dem Nebenschlußregler) die Leistungswaage einfach so, daß das Hydromanometer den aus der Formel:

$$PS = \frac{P \cdot n \cdot l}{716} = c \cdot P \cdot n \quad \text{sich zu:} \quad P = \frac{PS}{c \cdot n}$$

ergebenden Bremsdruck in kg zeigt.

Bei Prüfung mit Belastungsgewichten wird ebenso einfach das betreffende Gewicht an den Waagebalken gehängt und durch wenige Schalthebelbetätigungen die Leistungswaage in die Nullage gebracht.

Man erkennt aus Vorstehendem ohne weiteres, daß der ganze Bremsvorgang auf so einfache Handhabungen zurückgeführt wurde, daß er zur Not von einer einzigen Person durchgeführt werden kann. Dabei darf die Bremsung mit der elektrodynamischen Leistungswaage nicht etwa mit der sog. elektrischen Bremsung mit gewöhnlichen Dynamomaschinen verwechselt werden, die auf Grund der von der Kraftmaschine in der Dynamo erzeugten elektrischen Energie unter Benutzung von Wirkungsgradkurven vorgenommen wird. Diese Wirkungsgradkurven stimmen naturgemäß immer nur bei einer bestimmten Temperatur, deren jeweilige Höhe sich kaum genau ermitteln läßt. Zudem sind ja auch die in der Wirkungsgradkurve enthaltenen Reibungsverluste nicht immer konstant. Durch Feldregulierung erfahren ferner die Eisenverluste im Innern der Maschine Veränderungen, so daß die elektrische Bremsung mit einiger Genauigkeit nur von sehr geübten Elektrikern vorgenommen werden kann. Im Wesen des rein mechanischen Meßvorganges mit einer Bremsdynamo liegt es nun aber, daß die elektrische Energie nicht zu Meßzwecken, sondern lediglich zu Belastungszwecken benutzt wird. Es ist daher gleichgültig, ob diese Belastung (bei etwa schlechtem Wirkungsgrad der Dynamo) durch innere Verluste erfolgt, oder (bei besserem Wirkungsgrad) durch vermehrte Stromerzeugung im äußeren Stromkreise (Belastungswiderstand usw.). Hieraus folgt, daß die Genauigkeit der Messung mit der als Bremsdynamo arbeitenden elektrodynamischen Leistungswaage weder durch den Wirkungsgrad noch durch Temperaturschwankungen beeinträchtigt werden kann.

Sofern eine Gleichstromnetz zur Verfügung steht, kann die Leistungswaage auf Verlangen sogar für Wiedergewinn des größten Teiles der Bremsenergie eingerichtet werden. Namentlich bietet dann bei Dauerprüfungen die gewonnene elektrische Energie ein wertvolles Äquivalent für den sonst nutzlos verpufften Brennstoff. Dieser Rückgewinn erfolgt in Gleichstrom-Anlagen durch direkte Rückarbeit auf das Netz. Bei Drehstromnetzen ist die Beschaffung einer Umformeranlage erforderlich. In vielen Fällen wird alsdann die wertvolle kostenlos elektrische Energie den Anschaffungspreis der Bremsstation mit der Zeit reichlich aufwiegen. Unter gewissen Bedingungen kann die elektrische Energie auch in Akkumulatoren aufgespeichert werden. Auch kann beispielsweise ein von der Bremsdynamo gespeister Gleichstrommotor mit seiner kostenlos gewonnenen Kraft das Einfahren der Explosionsmaschine übernehmen.

Die Möglichkeit, die Bremsdynamo als Elektromotor zum Anwerfen und Einfahren der Kraftmaschinen sowie zur Bestimmung ihrer Leerlaufarbeit zu verwenden, stellt unter der Voraussetzung, daß ein Gleichstromnetz zur Verfügung steht, eine einen weiteren Vorteil gewährende Erweiterung des Anwendungsgebietes der Bremsdynamo dar. Das nach der Montage zur Beseitigung etwaiger Reibungen usw. unerläßliche Einfahren kann hier bei kalter Explosionsmaschine geschehen. Ungleichheiten in der Montage kennzeichnen sich dabei alsbald durch rasche Erwärmung der betreffenden Stellen und können leicht abgefühlt und beseitigt werden.

Sodann kann immer wieder unter der Voraussetzung, daß Gleichstrom zur Verfügung steht, nach der oben entwickelten Formel die Leerlaufarbeit der Explosionsmaschine bei verschiedenen Umlaufszahlen technisch einwandfrei bestimmt werden. Das gibt nicht nur dem Konstrukteur wichtige Daten, sondern auch dem Ingenieur am Prüffeld wichtige Anhaltspunkte für die Beurteilung des Prüfmotors, da für ein und dieselbe die Fabrikation einwandfrei verlassende Motorgröße die Leerlaufarbeit einen annähernd gleichen, bekannten Wert annehmen wird. Sodann können (nach Kupplung mit der Leistungswaage durch Kardan-Gelenk usw.) sowohl die Verluste in einzelnen Getrieben als auch die Reibungsverluste des Chassis bestimmt werden.*)

*) Fig 149 stellt die von Dr. Max Levy für den Gewerbesaal der Stadt Berlin gelieferte Einrichtung mit Hydromanometer und Registriervorrichtung dar.

Berechnung der Spannkräfte einiger einfacher, verspannter Fachwerkträger und vollwandiger Träger.

Von **Franz Röpke** in **Hamburg.**

Mit Abbildungen, Fig. 150 bis 152.

(Fortsetzung aus Heft 22.)

Läßt man hierbei μ außer acht und setzt man $g \cdot l = Q$, so wird:

$$X' = \frac{5}{32} Q \cdot \frac{1}{h_s} = \frac{5}{16} Q \cdot \frac{1}{2 h_s} = \frac{5}{16} \frac{Q}{\operatorname{tg}\alpha}$$

$$S_1 = \frac{X'}{\cos\alpha} = \frac{5}{16} \frac{Q}{\operatorname{tg}\alpha} \cdot \frac{1}{\cos\alpha} = \frac{5}{16} \frac{Q}{\sin\alpha}$$

$$S_2 = -X' 2 \operatorname{tg}\alpha = -\frac{5}{16} \frac{Q}{\operatorname{tg}\alpha} \cdot 2 \operatorname{tg}\alpha = -\frac{5}{8} Q.$$

*) Die Umschaltbarkeit als Motor bedingt allerdings eine Erweiterung der Schalttafel; sie geschieht deshalb nur auf besonderen Wunsch.

Diese Formeln sind die bekannten Näherungsformeln, welche zur Berechnung eines einfachen Hängewerkes (Fig. 150) in den technischen Handbüchern angegeben sind, das mit Q kg gleichmäßig über die Länge belastet ist. Die Spannkräfte haben natürlich beim Hängewerk das entgegengesetzte Vorzeichen als beim Sprengwerk. Da μ stets > 1 ist, so ergeben diese einfachen Näherungsformeln etwas größere Spannkräfte als die genaueren Formeln.

Die vorstehend entwickelten Formeln für $\int_0^l M_0 \, x \, dx = F' e' + F'' e''$ sollen jetzt zur Kontrolle des vorigen Beispiels benutzt werden, in welchem der Wert: $(F' e' + F'' e'')$ graphisch ermittelt wurde (s. Heft 18, Fig. 135).

Man erhält hierfür:

$$F' e' + F'' e'' = \Sigma \frac{P}{6} \cdot a \left[3 \left(\frac{l}{2} \right)^2 - a^2 \right] + \Sigma \frac{P}{6} \cdot b \left[3 \left(\frac{l}{2} \right)^2 - b^2 \right]$$

und unter Vertauschung von a und b bei den gleich großen und symmetrisch zur Mitte liegenden Lasten, lauten die einzelnen Summenglieder:

$$\frac{1000}{6} \cdot \left\{ \begin{array}{l} 120\,(3 \cdot 570^2 - 120^2) \\ 390\,(3 \cdot 570^2 - 390^2) \end{array} \right\} = 72675 \cdot 10^6$$

$$2 \cdot \frac{250}{6} \cdot 30\,(3 \cdot 570^2 - 30^2) = 2434{,}5 \cdot 10^6$$

$$2 \cdot \frac{500}{6} \cdot \left\{ \begin{array}{l} 120\,(3 \cdot 570^2 - 120^2) \\ 210\,(3 \cdot 570^2 - 210^2) \\ 300\,(3 \cdot 570^2 - 300^2) \\ 390\,(3 \cdot 570^2 - 390^2) \\ 480\,(3 \cdot 570^2 - 480^2) \end{array} \right\} = 209025 \cdot 10^6$$

$$\frac{500}{6} \cdot 570\,(3 \cdot 570^2 - 570^2) = 30865{,}5 \cdot 10^6$$

$$F' e' + F'' e'' = 315000 \cdot 10^6$$

Der graphisch ermittelte Wert beträgt:

$$315010 \cdot 10^6.$$

Diese Werte stimmen gut mit einander überein, wenn man berücksichtigt, daß noch durch $E \cdot J$ dividiert werden muß, um X' zu erhalten, so daß dann die Potenz 10^6 ganz verschwindet.

b) Berechnung des Unterzuges mit doppeltem Sprengwerk.

Die Gleichung für die virtuelle Formänderungsarbeit ist dieselbe, welche bereits in dem vorigen Beispiele benutzt wurde:

$$\int_0^l N' \frac{N}{EF} dx + \int_0^l M' \frac{M}{E \cdot J} dx + \int_0^l N' \varepsilon t \, dx + X' \cdot \Sigma \left(S'^2 \frac{s}{EF} \right) + \Sigma (S' \varepsilon t s) = 0.$$

Für die statisch unbestimmbare Größe X' führen wir die Spannkraft S_2 der mittleren Zugstange des Sprengwerks ein; dann ist nach Fig. 151:

$$S_2 = X'; \quad N = -X'$$

$$S_1 = \frac{X'}{\cos \alpha}$$

$$S_3 = -X' \operatorname{tg} \alpha$$

$$M = M_0 - X' y$$

und für $X' = 1$ wird:

$$S'_2 = \frac{\partial S_2}{\partial X'} = 1; \quad N' = \frac{\partial N}{\partial X'} = -1$$

$$S'_1 = \frac{\partial S_1}{\partial X'} = \frac{1}{\cos \alpha}; \quad S'_3 = \frac{\partial S_3}{\partial X'} = -\operatorname{tg} \alpha$$

$$M' = \frac{\partial M}{\partial X'} = -y$$

Nun zerlegen wir wieder wie unter IIa die Gleichung für die virtuelle Formänderungsarbeit in die einzelnen Bestandteile und erhalten:

1. für den Balken:

$$\int_0^l N' \frac{N}{EF} dx + \int_0^l M' \frac{M}{EJ} dx + \int_0^l N' \varepsilon t \, dx$$

$$= \int_0^l (-1) \frac{(-X')}{E \cdot F} dx + \int_0^l (-y) \frac{M_0 - X' y}{EJ} dx + \int_0^l (-1) \varepsilon t \, dx$$

$$= X' \frac{l}{EF} - \frac{1}{E \cdot J} \int_0^l M_0 \, y \, dx + X' \frac{1}{E \cdot J} \int_0^l y^2 dx - \varepsilon t l.$$

Für die Seitenfelder l_1 ist nach Fig. 151:

$$y = h_s \frac{x}{l_1}$$

und für das Mittelfeld l_2 ist $y = h_s$

Somit wird in bezug auf Fig. 152:

$$\int_0^{l_1} M_0 \, y \, dx = \frac{h_s}{l_1} \int_0^{l_1} M_0 \, x \, dx = \frac{h_s}{l_1} (F' e')$$

$$\int_{l_1}^{l_1 + l_2} M_0 \, y \, dx = h_s \int_{l_1}^{l_1 + l_2} M_0 \, dx = h_s \cdot F''$$

$$\int_{l_1 + l_2}^{l} M_0 \, y \, dx = \frac{h_s}{l_1} \int_{l_1 + l_2}^{l} M_0 \, x \, dx = \frac{h_s}{l_1} (F''' e''')$$

folglich: $$\int_0^l M_0 \, y \, dx = \frac{h_s}{l_1} (F' e' + F''' e''') + h_s \cdot F''$$

und ferner wird:

$$\int_0^{l_1} y^2 dx = \frac{h_s^2}{l_1^2} \int_0^l x^2 dx = \frac{1}{3} h_s^2 l_1$$

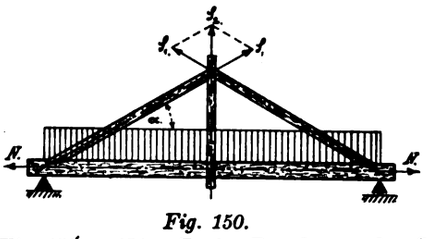


Fig. 150.

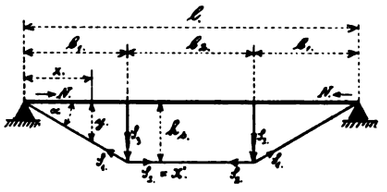


Fig. 151.

Fig. 150 u. 151. Z. A.: Berechnung der Spannkräfte einiger einfacher, verspannter Fachwerkträger und vollwandiger Träger.

$$\int_{l_1}^{l_1 + l_2} y^2 dx = h_s^2 \int_{l_1}^{l_1 + l_2} dx = h_s^2 \, l_2$$

$$\int_{l_1 + l_2}^{l} y^2 dx = \frac{h_s^2}{l_1^2} \int_{l_1 + l_2}^{l} x^2 dx = \frac{1}{3} h_s^2 \, l_1$$

so daß: $$\int_0^l y^2 dx = 2 \cdot \frac{1}{3} h_s^2 \, l_1 + h_s^2 \, l_2 = \frac{1}{3} h_s^2 (2 \, l_1 + 3 \, l_2)$$

Mit diesen Werten geht der Ausdruck:

$$X' \frac{l}{EF} - \frac{1}{E \cdot J} \int_0^l M_0 \, y \, dx + X' \frac{1}{E \cdot J} \int_0^l y^2 dx - \varepsilon t l$$

über in:

$$X' \frac{l}{E \cdot F} - \frac{1}{E \cdot J} \left[\frac{h_s}{l_1} (F' e' + F''' e''') + h_s F'' \right] + X' \frac{1}{E \cdot J} \cdot \frac{1}{3} h_s^2 \cdot (2 \, l_1 + 3 \, l_2) - \varepsilon t l.$$

2. Für die Fachwerkteile erhalten wir:

$$X' \Sigma \left(S'^2 \frac{s}{E \cdot F} \right) = X' \cdot 2 \left(S'_1{}^2 \frac{s_1}{E_1 F_1} \right) + X' \cdot \left(S'_2{}^2 \frac{s_2}{E_2 F_2} \right) + X' \cdot 2 \left(S'_3{}^2 \frac{s_3}{E_3 F_3} \right)$$

$$X' \Sigma \left(S'^2 \frac{s}{E \cdot F} \right) = X' \cdot 2 \left(\left(\frac{1}{\cos \alpha} \right)^2 \frac{s_1}{E_1 F_1} \right) + X' \cdot \frac{s_2}{E_2 F_2} + X' \cdot 2 \left((- \operatorname{tg} \alpha)^2 \frac{s_3}{E_3 F_3} \right)$$

und mit: $s_1 = \frac{l_1}{\cos \alpha}$; $s_2 = l_2$; $s_3 = l_1 \operatorname{tg} \alpha$

folgt: $$X' \Sigma \left(S'^2 \frac{s}{E F} \right) = X' \left[2 \left(\frac{1}{\cos \alpha} \right)^3 \frac{l_1}{E_1 F_1} + \frac{l_2}{E_2 F_2} + 2 \operatorname{tg}^3 \alpha \frac{l_1}{E_3 F_3} \right]$$

$$\Sigma (S' \varepsilon t s) = 2 \cdot S'_1 \varepsilon t s_1 + S'_2 \varepsilon t s_2 + 2 S'_3 \varepsilon t s_3$$

$$\quad = 2 \cdot \left(\frac{1}{\cos \alpha} \right)^2 \varepsilon \cdot t \cdot l_1 + \varepsilon t l_2 - 2 \operatorname{tg}^2 \alpha \varepsilon t l_1$$

Die Gleichung für die virtuelle Formänderungsarbeit lautet jetzt, mit den unter 1 und 2 entwickelten Gliedern:

$$X \frac{1}{E F} - \frac{1}{E \cdot J} \left[\frac{h_s}{l_1} (F' e' + F''' e''') + h_s F'' \right] + X' \frac{1}{E J} \left(\frac{1}{3} h_s^2 (2 l_1 + 3 l_2) \right) - \varepsilon t l + X' \left[2 \left(\frac{1}{\cos \alpha} \right)^3 \frac{l_1}{E_1 F_1} + \frac{l_2}{E_2 F_2} + 2 \operatorname{tg}^3 \alpha \frac{l_1}{E_3 F_3} \right] + \frac{2 l_1}{\cos^2 \alpha} \varepsilon t + l_2 \varepsilon \cdot t - 2 l_1 \operatorname{tg}^2 \alpha \varepsilon t = 0,$$

$$X' \left[\frac{1}{E F} + \frac{1}{E J} \left(\frac{1}{3} h_s^2 (2 l_1 + 3 l_2) \right) + \frac{2 l_1}{\cos^3 \alpha} \cdot \frac{1}{E_1 F_1} + \frac{l_2}{E_2 F_2} + 2 \operatorname{tg}^3 \alpha \frac{l_1}{E_3 F_3} \right] = \frac{1}{E \cdot J} \left[\frac{h_s}{l_1} (F' e' + F''' e''') + h_s F'' \right] + \varepsilon t l - \varepsilon t \frac{2 l_1}{\cos^2 \alpha} - \varepsilon t l_2 + \varepsilon \cdot t \cdot 2 l_1 \operatorname{tg}^2 \alpha.$$

(Fortsetzung folgt.)

Zu den Entwürfen für ein neues Patent-, Gebrauchsmuster- und Warenzeichengesetz.

Von Patentanwalt **Bernhard Bomborn** in Berlin.

(Schluß aus Heft 21.)

Schon bisher konnten neben Patentanmeldungen sog. Eventual-Gebrauchsmusteranmeldungen vorgenommen werden, um den Erfinder nach jeder Richtung hin zu sichern. Der neue Gesetzentwurf bringt dies klar zum Ausdruck. Die Zahlung der Gebühr ist für eine solche Nebenanmeldung zunächst nicht erforderlich, sondern wird erst bei dem späteren Antrag auf Eintragung des Gebrauchsmusters verlangt.

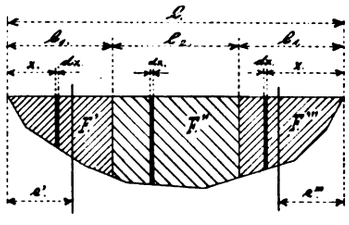


Fig. 152. Z. A.: Berechnung der Spannkräfte einiger einfacher, verspannter Fachwerkträger und vollwandiger Träger.

Der Entwurf sieht ferner vor, daß die Anmeldegebühr von 20 M., welche gleichzeitig die Schutzgebühr für drei Jahre darstellt, nicht zurückgezahlt werden soll, auch wenn das Gebrauchsmuster vor der Eintragung zurückgezogen wird. In solchen Fällen wurde die Anmeldegebühr bisher zurückerstattet.

Die Prüfung der Gebrauchsmusteranmeldungen in formeller Beziehung soll im wesentlichen nach den alten Grundsätzen erfolgen, und zwar durch einen Prüfer der Gebrauchsmusterstelle. Gegen abweisende Verfügungen gab es bisher keine weitere Instanz; man konnte nur beim Präsidenten des Patentamtes vorstellig werden. Daß der Entwurf einen aus drei Mitgliedern bestehenden Beschwerdesenat vorsieht, ist zu begrüßen.

Während der Untergang des Gebrauchsmusterrechtes bisher mit der Löschung in der Gebrauchsmusterrolle erfolgte, läßt der neue Entwurf ihn mit dem Eingang der Verzichterklärung beim Patentamt, bzw. mit der Rechtskräftigkeit eines richterlichen Urteiles erfolgen.

Der Entwurf eines neuen **Warenzeichengesetzes** sieht ebenfalls sehr grundlegende Änderungen des alten Gesetzes vom 12. Mai 1894 vor, von denen die wichtigsten folgende sind:

Im Gegensatz zu früher wird ein Vorbenutzungsrecht eines früher benutzten Zeichens zu dem später eingetragenen Zeichen festgestellt, falls das ältere nicht eingetragene Zeichen in beteiligten Verkehrskreisen als Kennzeichen der Waren des ersten Benutzers gilt. Die Bestimmung ist von großer Wichtigkeit, da sie dem berüchtigten Warenzeichendiebstahl in erheblicher Weise Abbruch tun kann.

Erfolgt die Löschung eines Zeichens, so soll der Zeichenschutz für die vorangegangene Zeit nicht mehr geltend gemacht werden können, soweit schon früher ein Rechtsgrund für die Löschung vorlag.

Die Prüfung beim Patentamt soll in bisheriger Weise erfolgen, soweit die allgemeine Beurteilung der Zeicheneigenschaft in Betracht kommt. Für diese werden im allgemeinen dieselben Grundsätze aufgestellt wie bisher. Die Geschäfte beim Patentamt werden von den Prüfern und den Warenzeichenabteilungen erledigt. Ein sehr grundlegender und wichtiger Unterschied gegenüber dem geltenden Recht besteht darin, daß das Patentamt bei Kollissionsgefahr einer Anmeldung mit älteren Warenzeichenrechten die älteren Inhaber nicht mehr selbst zum Widerspruch auffordert, sondern daß die Warenzeichenanmeldungen, ähnlich wie die Patentanmeldungen, zunächst veröffentlicht und zu jedermanns Einsicht beim Patentamt ausgelegt werden. Jedermann hat dann ein Einspruchsrecht. Es ist also nunmehr Sache des älteren Zeicheninhabers, die Eintragungen zu verfolgen und rechtzeitig Einspruch zu erheben. Übersieht er Zeichen, welche seine bestehenden Rechte schädigen könnten, so steht ihm auch nach der Eintragung ein Klagerecht auf Löschung zu. Die Einspruchfrist beträgt zwei Monate und ist mit einer Gebühr von 20 M. verbunden. Das Patentamt kann dem obsiegenden Einsprechenden die Einspruchgebühr zurückerstatten. Amtlich wird bekannt gemacht, wenn nach der Veröffentlichung Anmeldungen zurückgenommen werden, oder wenn ihre Eintragung versagt wird.

Die Gebührenfrage soll eine ganz andere Regelung finden wie früher:

Während früher 30 M. als Schutzgebühr für zehn Jahre galten, und zwar für eine beliebige Anzahl von Waren, wird nun eine Anmeldegebühr von 20 M. festgesetzt, wozu aber noch eine Klassengebühr von 20 M. für jede Warenzeichenklasse kommt, d. h.: Meldet ein Anmelder gleichzeitig Waren an, die in verschiedene Klassen der amtlichen Klasseneinteilung gehören, so hat er für jede dieser Klassen 20 M. besonders zu zahlen. Wenn die Anmeldung mehr als zwei Drittel aller Warenklassen umfaßt, so ist diese Gebühr für die überschießenden Klassen nicht zu entrichten.

Auch bezüglich der Erneuerungsgebühr gilt, abweichend vom alten Gesetz, welches nur 10 M. für die Verlängerung vorsah, daß für jede Klasse eine besondere Gebühr von 10 M. zu bezahlen ist; auch hier bleibt das letzte Drittel gebührenfrei, wenn das Warenverzeichnis mehr als zwei Drittel aller Warenklassen erfaßt.

Löschungsanträge an das Patentamt sollen späterhin an eine Gebühr von 30 M. gebunden sein. Während nach dem alten Gesetz die Beschwerdegebühr gegen Zurückweisungen von Anmeldungen oder von Einsprüchen 20 M. betrug, soll sie jetzt auf 50 M. erhöht werden.

In neuester Zeit ist die Frage der Verbandszeichen, welche in dem alten Gesetz keine Aufnahme gefunden hatten, durch einen besonderen gesetzgeberischen Akt geregelt worden. Der neue Gesetzentwurf übernimmt diese Bestimmungen, welche im wesentlichen besagen, daß auch rechtsfähige Verbände Warenzeichen (Verbandszeichen) anmelden können. Die Gebühren betragen hierbei das Fünffache der Anmeldekosten für gewöhnliche Warenzeichen.

Aus den Übergangsbestimmungen ist noch zu erwähnen, daß die vor dem Inkrafttreten des neuen Gesetztes bei dem Patentamt eingegangenen und noch nicht erledigten Anmeldungen den Vorschriften des neuen Rechtes unterliegen sollen, wobei die Klassengebühr die Hälfte der oben angegebenen Sätze betragen soll.

Maschinen zur Herstellung von Schrauben-Muttern.

Mit Zeichnungen auf Tafel 46.

Auf Tafel 46 sind Einzelheiten neuartiger Maschinen zur Herstellung von Schraubenmuttern wiedergegeben, über die im „Deutschen Werkzeugmaschinenbau" unter dem Titel „Massenleistung in der Schraubenmutterfabrikation" berichtet wird. Es sei auf diese Abhandlung verwiesen. Die Redaktion.

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

46. Jahrgang. Nr. 47. Begründet von W. H. Uhland. 20. November 1913.

Allgemeiner Teil mit Berechnungen etc. (14 Tages-Ausgabe).

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Die Eisenbauten von Breest & Co.

auf der Internationalen Baufach-Ausstellung, Leipzig 1913.

Mit Zeichnungen auf Tafeln 45 u. 53), sowie Abbild., Fig. 153 bis 156.*

(Fortsetzung aus Heft 22.)

III. Die Maschinenhalle II.

Die Bestrebungen, auch dem Eisenbau „seinen Stil" zu schaffen, führen eindeutig auf die Bevorzugung von Vollwandkonstruktionen hin, und man kann den Architekten nicht unrecht geben, wenn sie der Unruhe des Gitterwerkes, dem Auf und Ab von Streben und Pfosten, die ruhigen Linien eines Blechbinders vorziehen. Gerade das Unkörperliche, das Linienmäßige der Gitterkonstruktionen hat der Einführung des Eisenbaues in die Ästhetik lange Zeit entgegengestanden. Zwar haben wir im Laufe der Zeit gelernt, den darüber schlüssig geworden war, daß hier nur die Kleinmaschinenindustrie untergebracht werden sollte. — Ein Laufkran war entbehrlich; um aber die Halle auch einmal für andere Zwecke benutzen zu können, wurde doch die Möglichkeit des Kraneinbaues vorgesehen.

Wie berechtigt diese Vorsorge der Erbauer war, zeigte sich, als vor kurzem die „Deutsche Werkbundausstellung in Cöln 1914" diese Maschinenhalle als „Musterfabrik" erwarb und die Bedingung stellte, daß ein 10 ts.-Kran eingebaut werden müsse.

Die Halle besteht aus einem Mittelschiff von 20 m und zwei Seitenschiffen von je 5 m Breite (Fig. 154 u. 156), ihre Länge ist = 97,5 m. Die Firsthöhe des Mittelschiffs ist ca. = 11 m, die Traufhöhe der Seitenschiffe = 5 m.

Der Hallenfußboden ist eine Betonschüttung von 15 cm Stärke mit einem 2 cm starken Zementestrich vom Mischungs-

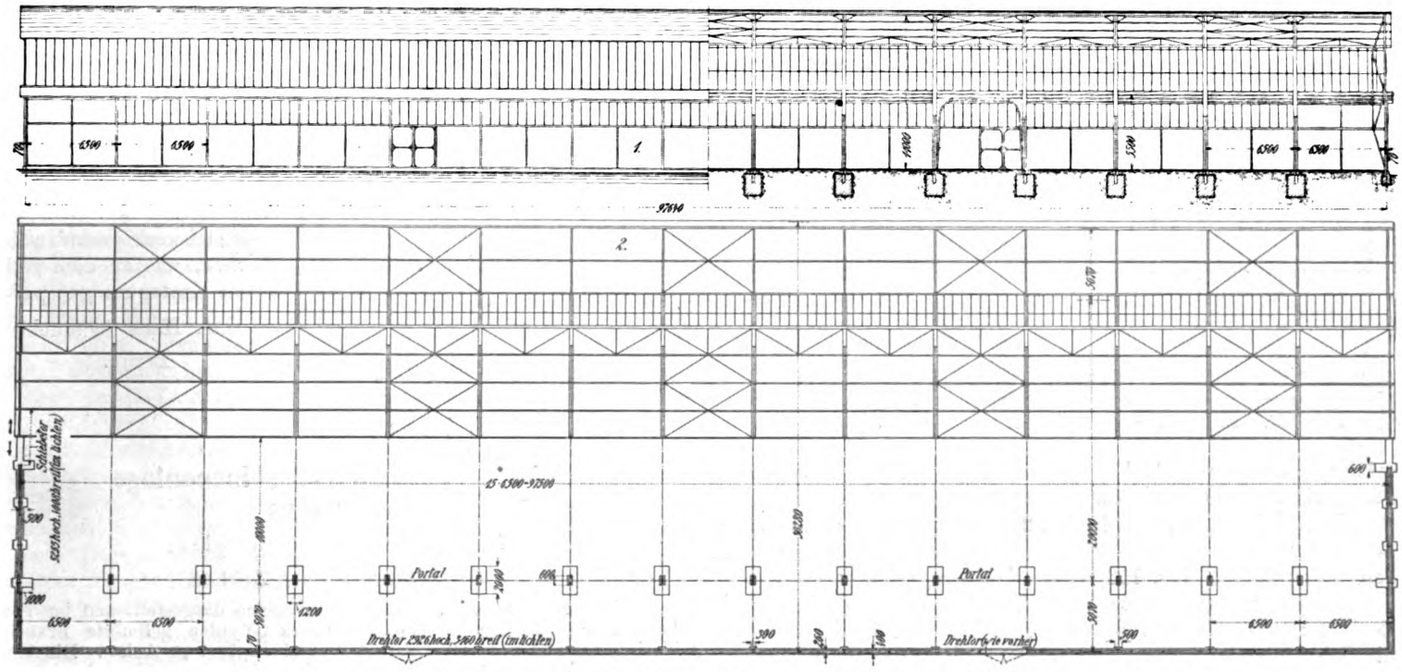


Fig. 153. Z. A.: Die Eisenbauten von Breest & Co. auf der Internationalen Baufach-Ausstellung, Leipzig 1913.

„Filigrangespinsten" unserer Eisenbauten Formen zu geben, die auch dem Auge des bildenden Künstlers angenehm erscheinen, aber die jahrhundertlange Beschäftigung der Architekten mit Holz- und Steinkonstruktionen lassen die Widerstände gegen die „körperlosen" Eisenkonstruktionen noch lange Zeit wirksam bleiben.

Schon bei dem Bau für die L. I. A. (s. Nr. 37) war sichtbares Gitterwerk nicht angewendet worden; Blechträger und Walzträger bildeten die Konstruktionselemente. Auch für die Maschinenhalle II ist dieses Prinzip fast vollkommen durchgeführt worden und zwar, was hier besonders betont werden möge, ohne erheblichen Materialmehraufwand gegenüber einer Gitterkonstruktion.

Der Bau der Maschinenhalle II wurde erst im November 1912 beschlossen, nachdem sich die erste Maschinenhalle als unzureichend erwiesen hatte. Ursprünglich war der Bau für die Sonderausstellung der Feuerwehr geplant, er konnte aber seinem neuen Zwecke fast ohne Änderung zugeführt werden, nachdem man sich

*) Tafel 53 folgt in Heft 26.

verhältnis 1 : 2. Die Längsgänge liegen auf der linken Hallenseite im Mittelschiff, auf der rechten unmittelbar neben der Hauptstützenreihe im Seitenschiff. Vier Quergänge sorgen für die nötige Kommunikation der Hauptverkehrsströme.

Eigen- und neuartig ist das Dach des Mittelschiffes eingedeckt, und zwar mit einem Material und einer Verlegungsart, wie sie wohl die Zukunft des Ausstellungshallenbaues beherrschen wird, deshalb, weil bei Entfernung der Dachhaut und Neueindeckung derselben mit dem alten Material keine Veränderungen am Material vorkommen und nur geringer Bruchschaden entstehen kann. Das Material der Eindeckung ist Fulgurit-Asbestzementschiefer von ca. 6 mm Stärke auf verzinkten Eisenketten. Die Ketten sind über die in Abständen von ca. 2 m liegenden Pfetten hinweggespannt und laufen von der Traufpfette, Fig. 8 auf Tafel 45, über den First hinweg bis zur anderen Traufpfette. Sie belasten infolge ihrer Spannung die Firstpfette zusätzlich und bedingen eine kräftige Seitenaussteifung der Traufpfetten, welche durch Gitterträger in der Dachebene erreicht wurde. Trotz dieser Aussteifungen ergibt sich

bei Anwendung des „Kettendaches", Patent Oesterheld (ausgeführt von den Fulguritwerken Eichriede in Luthe bei Hannover) eine nicht unerhebliche Ersparnis an der Eisenkonstruktion, weil die Eindeckung ein außergewöhnlich niedriges Gewicht besitzt und die Dachkonstruktion nur mit 15 kg/m² belastet. Zum Zwecke von Reparaturarbeiten kann das Dach auch begangen werden; es empfiehlt sich jedoch, zum Schutze der Platten Laufbretter provisorisch aufzubringen.

Es möge hier vor einer zu geringen Neigung derartiger Dächer gewarnt werden, da dieselbe leicht zu Undichtigkeiten führt; indessen kann bei einem Dachneigungswinkel von = 25° wohl für gute Dichtigkeit garantiert werden.

Neuartig in der Form ist auch die Oberlichtanordnung. Sie weist zwei kurze gerade Scheiben auf, welche durch einen kreisbogigen Teil verbunden sind. Obgleich die runden Scheiben nur in Rohglas zu erhalten sind und etwas mehr kosten als gerade, so hat die Ausführung der Maschinenhalle II in Leipzig gezeigt, daß die Oberlichtform eine ganz vorzügliche Belichtung der Halle ergibt, wie sie bei den bisher üblichen Oberlichtanordnungen nicht erreicht wurde.

Die Seitenschiffe haben eine einfache Dachdeckung aus 20 mm starker ungehobelter und ungespundeter Schalung mit doppelter Pappoleinlage (Röpert & Mathis in Dessau) erhalten. Die Umfassungswände sind einen halben Stein stark ausgemauert und außen mit Kratzputz in der Art geputzt, daß die eiserne Fachwerkgliederung sichtbar bleibt. — Fenster sind in diese Wände nicht eingebaut, sondern mittels hoher Lichtbänder wird die Belichtung durch die erwähnten runden Oberlichter unterstützt.

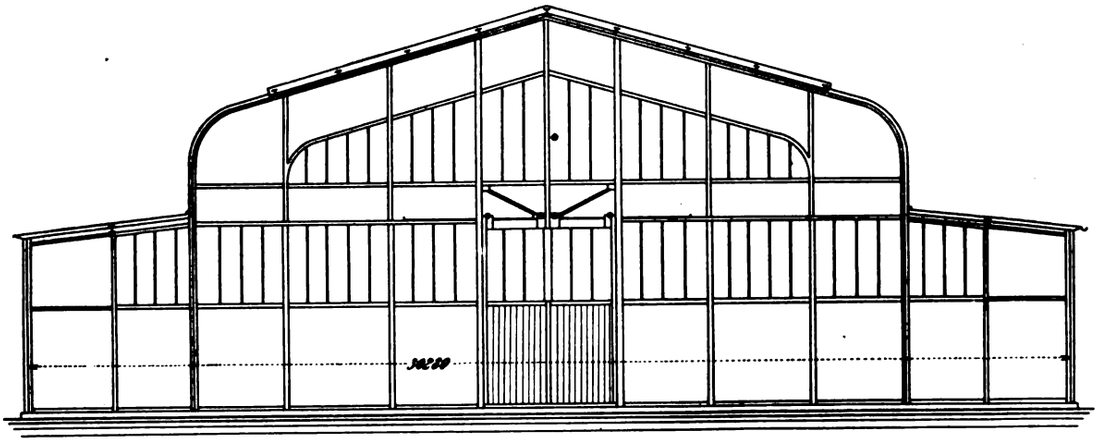


Fig. 154. Z. A.: Die Eisenbauten von Breest & Co. auf der Intern. Baufach-Ausstellung, Leipzig 1913.

Jede Giebelwand (Tafel 45, 2 u. 28) hat ein großes zweiflügeliges Schiebetor erhalten, dagegen sind die vier zweiflügeligen Tore in den Seitenwänden (Fig. 153, 1) als Drehtore gestaltet worden.

Sämtliche Fundamente wie auch die Mauersockel sind in Beton 1 : 10 ausgeführt, wobei der gute Boden an der Baustelle die Schüttung der Fundamente ohne Schalung gestattete.

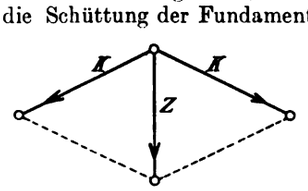


Fig. 155. Z. A.: Die Eisenbauten von Breest & Co. auf der Internationalen Baufach-Ausstellung, Leipzig 1913.

Etwas näher soll die Eisenkonstruktion an Hand der Textbilder Nr. 153 bis 156 und der Tafeln Nr. 45 und 53 beschrieben werden:

Die Hauptbinder der Mittelhalle sind vollwandige Zweigelenkbogen von 500 mm Stehblechhöhe. Ihre konstruktive Durchbildung geht aus Fig. 17 und 32, Tafel 45 hervor. Sehr einfach sind die Fußgelenke Fig. 21 und 32 gestaltet, indem 2 ⊏-NP 14 zusammengenietet und mit dem Fundament verankert, außerdem mit Knaggen zur Aufnahme des Horizontalschubes versehen sind.

Die normalen Pfetten sind Gerberträger üblicher Ausbildung aus I-Trägern, während die Traufpfetten der Mittelhalle, wie bereits erwähnt, in der Dachebene mit der zweiten Pfette zu einem Gitterträger vereinigt sind, welcher die Kettenzüge aufnimmt und in die Binder ableitet.

Zur Erzielung seitlicher Steifigkeit zwischen den Knoten der Gitterträger ist der Traufpfettengurt als zusammengesetzter Querschnitt mit flachliegendem ⊏-Eisen versehen, an welches auch die gebogenen Oberlichtsprossen sich anschließen (Fig. 8 und 17, Tafel 45).

Die Firstpfette mußte wegen der Zusatzbelastungen Z aus den Kettenzügen K (vergl. Fig. 155) stärker werden als die normalen Pfetten und ist deshalb als Blechträger geformt worden, dessen heruntergebogene Untergurtung zur Haltung des Binderscheitelpunktes benutzt wurde (Fig. 2 und 19, Tafel 45). Den Windverband, welcher in den Feldern vorgesehen wurde, zeigt Fig. 153, 2, und seine Anschlüsse sind in Fig. 16 auf Tafel 45 dargestellt worden. Er besteht aus Rundeisen und wird mit Hilfe von Spannschlössern reguliert.

Die Seitenschiffe sind in einfachster Weise mit Gerberpfetten auf I-Träger-Bindern konstruiert und bieten nichts besonderes; den Anschluß an die Mittelhalle zeigt Fig. 32 auf Tafel 45.

Zur Längsaussteifung der Halle dienen vier Portale in Vollwandkonstruktion (Fig. 153, 1), welche zwischen je zwei Binderfüße eingeschaltet wurden.

Die Tore in den Seitenwänden sind in Fig. 29, Tafel 45 dargestellt. Sie sind, wie bereits erwähnt, zweiflügelige Drehtore mit U-Eisen-Rahmen und gespundeter und gestäbter Holzfüllung. Die Details der Torbänder und Anschläge zeigen die Einzelfiguren auf Tafel 53.

Der Anstrich der gesamten Eisenkonstruktion im Innern der Halle hat einen warmbraunen Ton. Die Gurtungen der Hauptbinder erhielten eine dunklere Färbung als der Blechfond. Die Decken der Seitenschiffe sind gelblichweiß in Leimfarbe gestrichen und die Wände mit Rupfen verschiedener Färbung bekleidet, wie sie den einzelnen Ausstellungsständen entspricht. Außen ist das sichtbare Eisenfachwerk graublau gestrichen, was zu dem gelblichen Kratzputz gut paßt.

Obering. Hans Schmuckler, Berlin.

Vierfache Francis-Turbinenanlage
von 2200 PS
für das Kraftwerk Wyhlen.

Mit Zeichnungen auf Tafel 49.

Zusammenfassung. Durch Zeichnungen dargestellt und im Text beschrieben ist eine für das Kraftwerk Wyhlen gelieferte Francis-Turbinenanlage mit vier Laufrädern und wagrechter Achse. Die konstruktiv sehr beachtenswerte Disposition sichert den Vorteil, daß bei allen Laufrädern die Durchbiegung auf ein gleiches, höchst geringes Maß gebracht wird. Damit würden dann gleichzeitig die Spaltenweite und somit auch der Spaltverlust der Turbinen auf ein gewisses Mindestmaß gebracht werden.

Die in der Kraftstation Wyhlen herrschenden eigenartigen Gefällsverhältnisse machten, wie uns die Erbauerin der Turbinenanlage, die Firma J. M. Voith in Hiedenheim wissen ließ, die Verteilung des Betriebswassers auf vier Francis-Laufräder erforderlich. So entstand die auf Tafel 49 wiedergegebene eigenartige Anlage; diese arbeitet mit 107 Umläufen in der Minute und liefert normal 2200, maximal 3000 PS. Das Gefälle schwankt zwischen 4 und 8,4 m.

Wie man sieht, ergeben sich für die Turbinenwellen erhebliche Lagerentfernungen, wobei die unvermeidliche Durchbiegung der Welle für die Bemessung des Laufradspaltes bestimmend mitwirkt. Das Bestreben, diese Durchbiegung der einzelnen Wellenteile ohne Anwendung von Zwischenlagern in den Saugkesseln der Turbinen auf das geringste Maß zu beschränken, führte zu einer Anordnung, bei der die Laufräder zu je zweien symmetrisch zu je einem Hauptlager auf der Welle sitzen. Dadurch werden die zwei

mittleren Räder zu einer Zwillingsturbine vereinigt, während die beiden äußeren je eine Einzelturbine bilden.

Diese Disposition, die der oben genannten Firma patentiert ist, hat gegenüber der bei kleineren Anlagen allgemein üblichen Anordnung von zwei gekuppelten Zwillingsturbinen den Vorteil, daß bei allen Laufrädern die Durchbiegung auf das kleinste Maß gebracht wird. Die Spaltenweiten und somit auch die Spaltverluste dieser Turbinen fallen demnach klein aus.

Die Leitapparate tragen 22 bewegliche Schaufeln mit verdeckt liegenden Lenkern. Die Höhe der Leitschaufeln beträgt 600 mm, die größte Eröffnung der Schaufeln 100 mm. Die Laufräder haben, an den Schaufeln gemessen, einen Durchmesser von 1,47 m und enthalten je 21 eingezogene Schaufeln aus Stahlblech.

Die Betätigung der Regulierung der Leitschaufeln erfolgt durch zwei zu beiden Seiten der Turbinen angeordnete Regulierwellen, auf die der Servomotor des Regulators mittels Zugstangen auf Hebeln direkt wirkt. Die Turbinenwellen sind zwischen je zwei Laufräder gelagert und so unterteilt, daß die Lagerstellen als kurze Wellenstücke mit beiderseitig angeschmiedeten Flanschen erscheinen. Mit ihnen sind sowohl die Verlängerungen der Wellen als auch die Laufräder verschraubt; so wird eine jederzeit leicht lösbare aber auch genau zentrische Befestigung der Laufräder erreicht.

Die Lager der Turbinenwellen sind nach der Wasserkammer zu durch gußeiserne Bedienungskessel abgeschlossen und durch tunnelartige, im Fundament vorgesehene Gänge und Stollen von unten zugängig. Damit ist die Kontrolle der Lager während des Betriebes gesichert.

In dem Bedienungskessel befinden sich auch die Stopfbüchsen der Turbinenwellen.

Es ist besonders darauf Rücksicht genommen, daß die Auswechselung eines Turbinenrades ohne besondere Schwierigkeiten vor sich gehen kann. Man braucht nur die oben erwähnten kurzen Wellenstücke herauszunehmen, um die Laufräder zugänglich gemacht zu haben.

Von den Laufrädern wird das Betriebswasser durch gußeiserne Saugrohrkrümmer bzw. Saugrohr-Doppelkrümmer den in Eisenbeton hergestellten Saugrohren zugeführt. Die Regulierung der Leitschaufeln wird durch zwei zu beiden Seiten der Turbine angeordnete Regulierwellen betätigt, auf die der Servomotor des Regulators mittels Zugstangen und Hebeln einwirkt.

Die hydraulischen Geschwindigkeitsregler zeigen die durch Fig. 4 und 8 wiedergegebene Ausführung. Die Servomotoren arbeiten mit Öldruck von 15 at und leisten maximal 350 m/kg. Die Regelungsventile sind so bemessen, daß sie eine Schlußzeit von nur einer Sekunde gestatten. Die entlastete Vorsteuerung setzt dem Pendel nur einen kaum meßbaren Widerstand entgegen. Diese Eigenschaft gewährleistet in Verbindung mit dem reibungsfreien Pendel eine genaue Geschwindigkeitsregulierung.

Der Antrieb des Regulatorpendels erfolgt durch zwei Gummigurte, die in getrennten Schutzgehäusen nebeneinander angeordnet sind; so wird jede Störung des Betriebes durch Versehen eines Riemens vermieden.

Jeder Regler ist außerdem noch mit einer schnell ein- und ausrückbaren Handregulierung sowie mit einer Tourenverstellvorrichtung versehen. Letztere ist hier als elektrische Geschwindigkeitsregelung ausgebildet, die vom Schalthause aus bedient wird.

Das Drucköl wird jeder Turbine durch eine doppeltwirkende Zwillings-Kolbenpumpe zugeführt. Sämtliche Ölpumpen und Regler stehen durch Ölleitungen miteinander in Verbindung, um eine genügende Betriebssicherheit zu erreichen. Durch Anwendung einer der Firma Voith patentierten nachgiebigen Rückführung wird der Tourenunterschied zwischen Leerlauf und Vollbelastung zu einem geringen.

Wie Vizedirektor O. Albrecht in Badisch-Rheinfelden in der „Schweizerischen Bauzeitung" mitteilt, haben die Versuche mit dem Geschwindigkeitsregulator der Generatorturbine in Wyhlen recht befriedigende Ergebnisse gezeitigt, ja diese gestatten sogar den Schluß, daß es möglich ist, Regler zu bauen, die mit dem geringen Ungleichförmigkeitsgrade von 1% arbeiten und bei denen der Ungleichförmigkeitsgrad für jede Teillast proportional eingestellt werden kann.

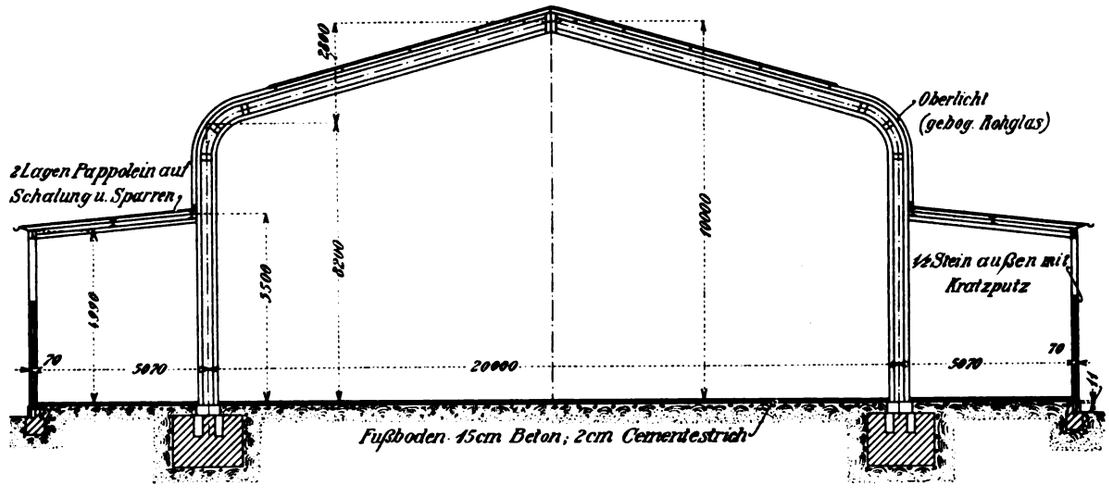


Fig. 156. Z. A.: Die Eisenbauten von Breest & Co. auf der Intern. Baufach-Ausstellung, Leipzig 1913.

Die moderne Lohnverrechnung im Fabrikbetriebe.

Von **Carl Redtmann** in **Berlin.**

(Fortsetzung aus Heft 23.)

In gleicher Weise ergeben sich die Gratifikationen für den Betriebsleiter und Meister.

Ein Beispiel möge das zeigen:

Auf dem 32. Kongreß der französischen Gasfachmänner hielt Laming einen Vortrag über „Neue Entlohnungssysteme". Nachdem er Tage- und Stücklohn sowie die bewegliche Lohnskala erwähnt hatte, kam er auf das amerikanische Prämiensystem zu sprechen, das von ihm für die Gasanstalt in Moskau angewendet worden ist. Dieses System hat den Zweck, den Arbeiter direkt an der Fabrikation zu interessieren, und besteht darin, daß dem Arbeiter 50% derjenigen Ersparnisse ausgezahlt werden, die sich durch ihn erzielen lassen. Es möge Kohlengas erzeugt werden. A sei die Produktion an Gas (M. 3) während der ersten 24 Stunden, B der Heizerlohn während derselben Zeit; dann ist B′ der Gestehungspreis für die Produktionseinheit, und B*t* würde der Herstellungspreis während der letzten, der Anwendung des Prämiensystems vorangegangenen Jahre sein. Die pro rata der Arbeiterzahl zu verteilende Gesamtprämie ergibt sich mithin an Hand der

Formel: $$\frac{(B'\,B)}{(A'\,A)}\,\frac{50}{100}.$$

Dank der Anwendung dieses Systems ist die Durchschnittsproduktion pro Ofen im ersten Monat um 6%, im zweiten Monat um 21% gestiegen. Später ist das erzielte Plus noch höher gestiegen, und die Arbeiter erhielten Tagesprämien von 32 bis 40 Pfennig.

Wie diese Resultate herausgekommen sind, kann man sich leicht denken: die Arbeiter wurden durch die Hoffnung auf höheren Gewinn angefeuert und griffen tüchtig zu, die Chargierungen wurden beschleunigt und die Retorten in gutem Stand gehalten. Die Anzahl der bedienten Öfen konnte reduziert werden, und die Aufseher konnten nunmehr diejenige Aufmerksamkeit dem Material zuwenden, die sie früher zur Beaufsichtigung der Leute brauchten. Die Prämien haben den Betrieb niemals belastet, denn sie stellten ja nur die Hälfte der jetzigen Mehrproduktion der Öfen dar, und während die Arbeiter mehr als früher verdienten, sank der Arbeitslohn pro Kubikmeter Gas um 24%.

Angesichts der guten Früchte, die das System gezeitigt hatte, wurde letzteres dann auch auf die Meister, das Bureaupersonal und überhaupt alle Angestellten ausgedehnt.

In größeren Betrieben ist es wünschenswert und notwendig, genau festzustellen, ob alle Arbeiter*) zur richtigen Zeit zur Arbeitsstätte gekommen sind oder ob einzelne zu spät und um wieviel Zeit zu spät oder gar nicht gekommen sind. Diese Feststellung durch den Portier oder andere Arbeiter vornehmen zu lassen, ist immer mißlich, und einen besonderen Beamten anzustellen, der zur Zeit des Eintritts des Arbeiters in die Fabrik genaue Kontrolle führt, ist auch nicht immer zulässig, namentlich in großen Betrieben nicht. Man hat daher selbsttätige Kontrollapparate geschaffen.

Formular 2.

Vorderseite.

Lohnwoche

vom ..... bis .....

Tag		Abwesend				
		Kommt	Geht	Kommt	Geht	Stunden
Freitag	Vorm.					
	Nachm.					
Sonnabd.	Vorm.					
	Nachm.					
Sonntag	Vorm.					
	Nachm.					
Montag	Vorm.					
	Nachm.					
Dienstag	Vorm.					
	Nachm.					
Mittwoch	Vorm.					
	Nachm.					
Donnerst.	Vorm.					
	Nachm.					

Rückseite.

No. .....

Name: .....

Lohnsatz: .....

Diese Seite auswärts.

Tag	Stde.	Min.	Bescheinigung
Freitag			
Sonnabd.			
Montag			
Dienstag			
Mittwoch			
Donnerst.			
			Min. i. Stdn

Summa Mark		
Ab:		
Krankengeld		
Invalidengeld		
Strafen usw.		
Auszuzahlender Betrag		
Erhalten		

Am Anfang jeder Woche werden Zeitkarten lt. Formular 2 ausgeschrieben, mit Nummer und Namen jedes Arbeiters versehen und in die betreffenden Fächer entsprechender Schränke gelegt; sie genügen für die ganze Woche.

Jeder Arbeiter nimmt bei seinem Eintritt oder Weggang seine Karte aus dem Fach, steckt sie in die Öffnung unterhalb der Markieruhr, und drückt den Hebel in der unteren Ecke rechts abwärts, bis die Glocke schlägt. Dadurch wird die genaue Zeit an der richtigen Stelle auf die Karte gedruckt; diese wird sodann herausgenommen und in das entsprechende Fach des anderen Schrankes gelegt.

*) Das gilt natürlich auch für die Beamten!

Jeder Arbeiter kann sich auf diese Weise sofort überzeugen, daß auch die richtige Zeit auf der Karte angegeben ist. Die fürs Registrieren erforderliche Zeit wird aufs Minimum beschränkt, wenn die Angestellten sich schnell und ohne Unterbrechung von einem Schranke zum andern fortbewegen. —

Die Einstellung der Arbeiter erfolgt nach der bestehenden Arbeitsordnung. Vor der Einstellung hat sich jeder Arbeiter im Lohnbureau zu melden zur Aufnahme seiner Nationale. Die Nationale wird ersetzt durch die neue „Kombinationskarte" (s. Formular 3), die geeignet ist, den weitgehendsten Ansprüchen zu genügen.

Bei Anwendung dieses Musters, das in der Einteilung für sich selbst spricht, ist es nicht mehr nötig, an jedem Zahltag im Lohnbuch oder -Liste die Nummer sowie den Namen des Einzelnen zu wiederholen, sondern der betreffende Arbeiter hat ein für alle mal während eines ein- oder zweijährigen Zeitraumes seine Karte. — Weiter braucht man kein besonderes Personalverzeichnis mehr zu führen, da man mit einem Blick alles Wissenswerte aus der Karte ersehen kann. Ebenso können die Aufstellungen für die Berufsgenossenschaften auf Grund dieses Systems in kürzester Zeit vorgenommen werden und wird das umständliche und zeitraubende Ausziehen aus den Lohnlisten vermieden. Endlich erleichtert sich so auch die Herstellung der Auszüge für die Steuer. Laut Gesetz ist jeder Arbeitgeber verpflichtet, das Durchschnittseinkommen des Arbeiters anzugeben, wodurch bei der alten Einrichtung eine nicht unbedeutende Zeitarbeit notwendig wird, welche durch das vorliegende Formular so gut wie aufgehoben ist.

Da sich außerdem eine Umänderung des Buchsystems in das neue System mit Leichtigkeit vornehmen läßt, dürfte dasselbe allen Betrieben nur zu empfehlen sein.

Die Karten werden stehend in dazu geeignete Kästen nach Namen oder Nummer aufbewahrt und sind auf diese Weise leicht aufzufinden. Eine Einteilung nach Namen dürfte sich jedoch in erster Linie empfehlen, da hierdurch den verschiedenen Bedürfnissen besser Rechnung getragen wird. Jede Abteilung erhält ihren Kasten, so daß auch auf diese Weise eine korrekte Trennung erreicht wird. Die Karten der Leute, welche abgehen, werden in Kästen nach Namen alphabetisch eingeordnet, damit man sie auch später ohne Schwierigkeit finden kann. Evtl. kann man diese Karten auch durch folgende Rubriken noch vervollkommnen: Leistung, Führung, spezielle Erfahrungen usw.

Dies würde insbesondere für Auskünfte von Vorteil sein, da in vielen Fällen die früheren Betriebsleiter oder Meister zu dieser Zeit nicht mehr in Tätigkeit sind, oder sich des Einzelnen nicht mehr genau erinnern können.

Die Lohnverrechnung erfolgte früher meist in der Weise, daß der Arbeiter allwöchentlich einmal an der Hand seines Notizbuches dem Meister Angaben über die geleisteten Arbeiten machte, was oft, zumal wenn es sich um Beschäftigung an Arbeitsmaschinen handelte, seitenlange Rechnungen ergab. Hatte der Meister alle Rechnungen der ihm unterstellten Arbeiter in seinem Buche eingetragen, so reicht er diese dem Bureau ein, wo sämtliche Positionen in sogenannte Lohnanzeiger abgeschrieben wurden.

Diese und andere Verbuchungsarten sind umständlich und ergeben vor allen Dingen kein zuverlässiges Endergebnis für die Beurteilung der Arbeitsleistung und auch zur Berechnung der Selbstkosten.

Formular 3.

Kontroll-Nr.	Kontroll-Nr.	Zuname	Vorname	Beschäftigt als	Geburts- Datum	Geburts- Ort	Kreis	Beiträge Krankenkassen-versicherung	Beiträge Invaliden-versicherung	Eintritt

19 Löhnung vom	bis	Arbeitszeit Tage	Std.	Lohnsatz pro Stunde	Brutto-Betrag pro Tag bis M. 5.— M.	Pf.	pro Tag über M. 5.— M.	Pf.	Abzüge Krankenkasse	Invaliditätsversicherung	Lohnvorschuß	Akkordvorschuß	Strafe	Diverses	Restliche Beiträge	Gesamtabzüge M.	Pf.	Netto-Betrag M.	Pf.	Bemerkungen	Diverse	Durchschnittsverdienst

(Fortsetzung folgt.)

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

46. Jahrgang. Nr. 49. Begründet von W. H. Uhland. 4. Dezember 1913.

Allgemeiner Teil mit Berechnungen etc. (14 Tages-Ausgabe).

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Die Maschinen- und Kühlhallen des neuen Schlachthofes der Stadt Zürich.

Mit Zeichnungen auf Tafel 40.

(Schluß aus Heft 20.)

IV. Der Pökelraum (Fig. 1 u. 6).

Dieses Lokal von 387 m² Bodenfläche und 3,5 m Höhe wird auf + 7° bis + 9° C mittels glatter Röhren abgekühlt, in welchen Salzsole zirkuliert. Diese Anordnung vermeidet die Vermischung der verhältnismäßig muffigen und feuchten Luft dieses Raumes mit derjenigen der Fleischkühlhallen. Zur zeitweisen Erneuerung der in dem Pökelraum herrschenden schlechten Luft mündet in denselben eine Abzweigung des Druckkanales (24) der großen Kühlhallen mit einem Regulierschieber versehen, durch welche dem Pökelraum frische Luft zugeführt werden kann. Der gleiche Kanal dient im Winter zur Regulierung von Temperatur und Feuchtigkeitsgehalt der Luft durch Einblasen warmer Luft vom Heizsystem des Luftkühlers aus.

Zurzeit enthält der Pökelraum 32 Kühlzellen, jede mit zwei Einsalztrögen verschiedener Größe versehen. Die Seitenwände dieser Zellen bestehen aus Mauerwerk und sind bis auf 2 m Höhe mit Porzellantafeln ausgekleidet; die zwei andern Seiten, sowie der die Mauern überragende Zellenabschluß bestehen aus Rundeisen-Gitter, gerade wie bei den Kühlhallen. Die Pökeltröge sind aus armiertem Beton erstellt und mit einem feinen, wasserdichten Zementguß ausgestrichen. Die Isolation ist die gleiche wie bei den Kühlhallen, das Tageslicht fällt durch seitliche Fenster und Oberlichter ein.

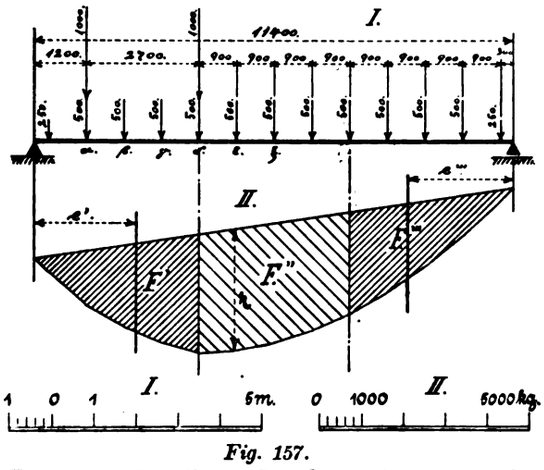


Fig. 157.

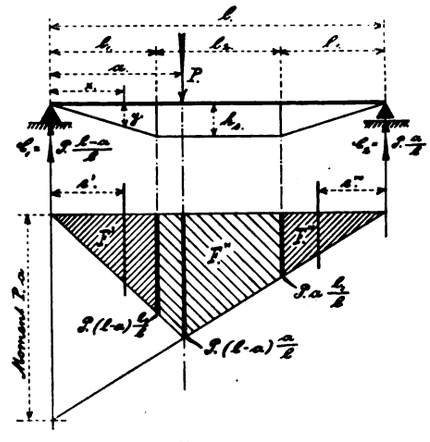


Fig. 158.

Fig. 157 u. 158. Z. A.: Berechnung der Spannkräfte einiger einfacher, verspannter Fachwerkträger und vollwandiger Träger.

V. Der Delikatessenraum (Fig. 1 u. 6).

Die zwei Lokale M, welche zur Kühlung und zum Gefrieren der Delikatessenwaren bestimmt sind, haben ein jedes ungefähr 105 m² Flächeninhalt; ihre Kühlung erfolgt durch weite Rohre (28). Diese Rohre sind wegen der in den Räumen herrschenden tiefen Temperaturen den Rippenrohren vorzuziehen, denn der sich rasch bildende Reif würde zwischen den Rippen Luftbläschen entstehen lassen, die, wie der Reif, eine die Wärmeabgabe hindernde Isolierwirkung ausüben. Da der Reifbelag nach kurzer Zeit schon eine harte Kruste bildet, müssen die Kühlröhren leicht und rasch gereinigt werden können, was ja bei den glatten, dickkalibrigen Rohren der Fall ist. Die Kühlrohre mit großem Durchmesser eignen sich auch sehr wohl für Gefrierräume, weil sie darin als Kälteakkumulatoren gute Dienste tun und noch viel notwendiger sind als in gewöhnlichen Kühlräumen, indem eine nachhaltige Temperaturerhöhung auf die Eßwaren schädlich wirken müßte.

Ein weiterer Kälteerzeuger ist der im Lokal S (Fig. 4 und 6) aufgestellte Luftkühler (60), der in den Kühlräumen den gewollten Feuchtigkeitsgrad herstellt. Zur Vermeidung, daß aus dem Delikatessenraum der Geruch in die Fleischkühlhallen dringen kann, ist der Luftkühler aus einem geschlossenen System von Stahlröhren gebaut, in welchem Salzsole zirkuliert. Ein Ventilator (58) saugt die an der Decke der Lokale sich ansammelnde Luft auf, drückt sie zur Abkühlung, Trocknung und Reinigung in den genannten Luftkühler und von da durch Druckkanäle (27) in die Kühlräume. Auf diese Weise wird eine rationelle Kühlung durch sämtliche Kühlvorrichtungen ermöglicht und erreicht, daß in den Gefrierräumen eine gesunde und trockene Luft vorhanden ist.

Der Umstand ferner, daß der Luftkühler die um die Kühlsysteme sich bildende feuchte Luft ansaugt, und diese nach ihrer Trocknung durch den Ventilator wieder über die Kühlsysteme hin gejagt wird, bewirkt, daß der größte Teil Feuchtigkeit sich im Luftkühler niederschlägt, so daß die Kühlsysteme nur einen leichten Reifbelag erhalten und daher konstant ihre höchste Kältewirkung beibehalten. Auch hier ermöglicht ein in den Druckluftkanal eingebauter Heizkörper, im Winter die Temperatur und den Feuchtigkeitsgrad der Luft zu regulieren; und ein in den Saugkanal beim Ventilator ausmündender Frischluftschacht sorgt für die Ersetzung der verdorbenen durch frische Luft.

Der Gefrierraum und der Kühlraum haben eine gemeinsame Vorkühlhalle, aus welcher man durch isolierte, selbstschließende Türen in kleine Flure gelangt, deren jeder wieder durch automatisch zufallende Türen zu zwei Kühlzellen führt; jede dieser Zellen ist durch eine isolierte Tür mit Selbstschließer von einer Gefrierzelle getrennt.

Die Anordnung der verschiedenen Zellen und ihre Abgrenzung mittels Rundeisen-Gitter ist so getroffen, daß jeder Mieter zugleich zwei Zellen pachten muß, die eine für die Kühlung, die andere zum Gefrieren der Delikatessen. Er kann dann auch Lebensmittel aufbewahren, welche unterschiedlichen Temperaturen ausgesetzt werden müssen.

Die Mauern dieser Lokale erhielten die gleiche Isolierung wie diejenigen der andern Kühlhallen, somit eine 13 cm mächtige Schicht asphaltierter Korkabfälle zwischen einer inneren Backsteinmauer von 25 cm Dicke.

Die Isolierung der Fußböden ist folgende: zu unterst eine 80 cm dicke Lage Schlacken, darauf 20 cm Schlackenbeton und 8 cm Ziegel aus Korkabfällen, alles eingemauert zwischen zwei 12 cm dicken, mit 3 cm Zementguß bekleideten Betonlagen. Die Decke besteht aus einer Korksteinplattenlage, auf der unteren Seite mit Zementüberguß, 14 cm Turben und 12 cm Münchziegel zwischen Lattenwerk, dann 8 cm Schlackenbeton und alles abgedeckt mit einem Zementbelag von 3 cm Dicke. F. K.

Berechnung der Spannkräfte einiger einfacher, verspannter Fachwerkträger und vollwandiger Träger.

Von **Franz Röpke** in Hamburg.

Mit Abbildungen, Fig. 157 bis 161.

(Fortsetzung und Schluß aus Heft 23.)

Multipliziert man jetzt den Faktor von X′ und die rechte Seite der Gleichung mit E · J, und bezeichnet man dann den Faktor von X′ mit μ, so wird:

$$X' = \underbrace{\frac{\int_0^l M_0 \cdot y \cdot dx}{\mu}}_{\text{Einfluß der Lasten P,}} + \underbrace{\frac{E \cdot J\left(\varepsilon\, t\, l - \varepsilon\, t \frac{2\,l_1}{\cos^2\alpha} - \varepsilon\, t\, l_2 + \varepsilon \cdot t \cdot 2\, l_1 \operatorname{tg}^2\alpha\right)}{\mu}}_{\text{Einfluß der Temperaturänderung t,}}$$

worin:

$$\int_0^l M_0\, y\, dx = \frac{h_s}{l_1}\,(F'\,e' + F'''\,e''') + h_s\,F'' \text{ und}$$

$$\mu = l\,\frac{J}{F} + \frac{h_s^2}{3}(2\,l_1 + 3\,l_2) + \frac{2\,l_1}{\cos^3\alpha}\cdot\frac{E\cdot J}{E_1 F_1} + l_2\,\frac{E\cdot J}{E_2 F_2} + 2\,l_1 \operatorname{tg}^2\alpha\,\frac{E\cdot J}{E_3 F_3}.$$

Nach Figur 157 ist:

$F' = 668$ mm²; $e' = 24{,}8$ mm;
$F'' = 1010$ „ —
$F''' = 537$ „ $e''' = 25{,}3$ mm

und mit $h_s = 800$ mm; $l_1 = 3900$ mm wird:

$$\int_0^l M_0 \cdot y \cdot dx = \left[\frac{h_s}{l_1}(F'\,e' + F'''\,e''') + h_s\,F''\right]\cdot 4000 \cdot 100^3 \text{ kg/mm}^3,$$

$$\text{„ „} = \left[\frac{800}{3900}(16566 + 13586) + \frac{800}{100}\cdot 1010\right]\cdot 4\cdot 10^6 \text{ kg/cm}^3,$$

$$\text{„ „} = 57060 \cdot 10^6 \text{ kg/cm}^3.$$

Ferner ist:

$l_2 = l - 2\,l_1 = 11400 - 2\cdot 3900 = 3600$,

$\operatorname{tg}\alpha = \frac{h_s}{l_1} = \frac{800}{3900} = 0{,}20513$; $\alpha \backsimeq 11^\circ 35' 30''$,

$\cos\alpha = 0{,}98024$,

$J_{max} = 12\,622$ cm⁴; $W_{max} = 789$ cm³; $F = 78{,}2$ cm²,

$F_1 = F_2 = 20{,}2$ cm² ($1^1/_2$″ Durchmesser),

$F_3 = 27$ cm² (2 ⊐⊏ Nr. 10),

$E = E_1 = E_2 = E_3 = 2\,150\,000$ kg/cm²,

$\varepsilon = 0{,}000012$ für 1° C Temperaturänderung.

Hiermit wird:

$$\mu = l\,\frac{J}{F} + \frac{h_s^2}{3}(2\,l_1 + 3\,l_2) + \frac{2\,l_1}{\cos^3\alpha}\cdot\frac{J}{F_1} + l_2\,\frac{J}{F_2} + 2\,l_1 \operatorname{tg}^3\alpha\,\frac{J}{F_3},$$

$$\text{„} = 1140\,\frac{12622}{78{,}2} + \frac{80^2}{3}(2\cdot 390 + 3\cdot 360) + \frac{2\cdot 390}{0{,}98024^3}\cdot\frac{12622}{20{,}2} + 360\cdot\frac{12622}{20{,}2} + 2\cdot 390\cdot 0{,}20513^3\cdot\frac{12622}{27},$$

$$\text{„} = 184003 + 3968000 + 517480 + 224946 + 3147,$$

$$\text{„} = 4897576,$$

$$E\cdot J\left[\varepsilon\cdot t\left(1 - \frac{2\,l_1}{\cos^2\alpha} - l_2 + 2\cdot l_1 \operatorname{tg}^2\alpha\right)\right]$$

$$= 2\,150\,000 \cdot 12\,622\left[0{,}000012\cdot 30\left(1140 - \frac{2\cdot 390}{0{,}98024^2} - 360 + 2\cdot 390\cdot 0{,}20513^2\right)\right]$$

$$= 9769428\,\underbrace{(1140 - 812 - 360 + 33)}_{1{,}0} = 9769428,$$

$$X' = \frac{\int_0^l M_0 \cdot y \cdot dx}{\mu} + \frac{E\cdot J\left[\varepsilon\cdot t\left(1 - \frac{2\,l_1}{\cos^2\alpha} - l_2 + 2\,l_1 \operatorname{tg}^2\alpha\right)\right]}{\mu},$$

$$\text{„} = \frac{57060\cdot 10^6}{4897576} + \frac{9769428}{4897576},$$

$$\text{„} = 11656 + 1{,}9 \backsimeq 11660 \text{ kg}.$$

$$M_\alpha = M_{0_\alpha} - X'_{y_\alpha} = 528000 - 11660\,\frac{80}{390}\cdot 120 = 241024 \text{ kg/cm},$$

$$M_\beta = M_{0_\beta} - X'_{y_\beta} = 784000 - 11660\,\frac{80}{390}\cdot 210 = 281792 \text{ „}$$

$$M_\gamma = M_{0_\gamma} - X'_{y_\gamma} = 988000 - 11660\,\frac{80}{390}\cdot 300 = 270560 \text{ „}$$

$$M_\delta = M_{0_\delta} - X'_{y_\delta} = 1148000 - 11660\,\frac{80}{390}\cdot 390 = 215328 \text{ „}$$

$$M_\varepsilon = M_{0_\varepsilon} - X'_{y_\varepsilon} = 1180000 - 11660\,\frac{80}{390}\cdot 480 = 33196 \text{ „}$$

$$M_\xi = M_{0_\xi} - X'_{y_\xi} = 1152000 - 11660\,\frac{80}{390}\cdot 570 = -211135 \text{ „}$$

$$M_{max} = M_\beta = 281792 \text{ kg/cm}.$$

$$\sigma_b = \frac{M_\beta}{W} = \frac{281792}{789} = \mathbf{357} \text{ kg/cm}^2.$$

$$S_1 = \frac{X'}{\cos\alpha} = \frac{11660}{0{,}98024} = 11895 \text{ kg}; \quad \sigma_1 = \frac{S_1}{F_1} = \frac{11895}{20{,}2} = \mathbf{588} \text{ kg/cm}^2,$$

$$S_2 = X' = 11660 \text{ kg}; \quad \sigma_2 = \frac{S_2}{F_2} = \frac{11660}{20{,}2} = \mathbf{577} \text{ kg/cm}^2,$$

$$S_3 = -X'\operatorname{tg}\alpha = -11660\cdot 0{,}20513 = -2392 \text{ kg};$$

$$\sigma_3 = \frac{S_3}{F_3} = \frac{-2392}{27} = \mathbf{-89} \text{ kg/cm}^2.$$

Wie vorhin für ein einfaches Sprengwerk am Schlusse der Aufgabe die analytischen Formeln entwickelt wurden zur Berechnung der statischen Momente der einfachen Momentenfläche, so sollen jetzt auch für das doppelte Sprengwerk diese Gleichungen aufgestellt werden.

Für eine Einzellast P, welche zwischen 0 und l_1 am linken Teil des Trägers angreift, wird nach Fig. 158:

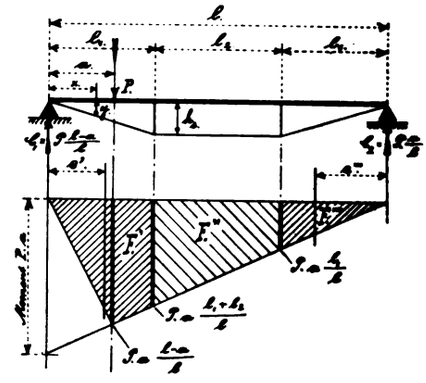


Fig. 159. Z. A.: Berechnung der Spannkräfte einiger einfacher, verspannter Fachwerkträger und vollwandiger Träger.

$$F'\,e' = P\cdot a\cdot\frac{l_1}{2}\cdot\frac{l_1}{3} + P\,a\,\frac{l_1 + l_2}{l}\cdot\frac{l_1}{2}\cdot\frac{2\,l_1}{3} - P\,a\cdot\frac{a}{2}\cdot\frac{a}{3}$$

$$= P\,a\left(\frac{l_1^2}{6} + \frac{l_1 + l_2}{l}\cdot\frac{2\,l_1^2}{6} - \frac{a^2}{6}\right),$$

$$F'' = \left(P\,a\,\frac{l_1 + l_2}{l} + P\,a\,\frac{l_1}{l}\right)\frac{l_2}{2} = P\,a\,\frac{l_2}{2},$$

$$F'''\,e''' = P\,a\,\frac{l_1}{l}\cdot\frac{l_1}{2}\cdot\frac{2\,l_1}{3} = P\,a\,\frac{l_1^3}{3\,l}$$

und hiermit:

$$\int_0^l M_0\, y\, dx = \frac{h_s}{l_1}\,(F'\,e' + F'''\,e''') + h_s\,F'',$$

$$\text{„} = P\,a\cdot l_s\left(\frac{3\,l_1^2 - a^2}{6\,l_1} + \frac{l_2}{2}\right).$$

Für eine Einzellast P zwischen $(l_1 + l_2)$ und l auf der rechten Seite gilt dieselbo Formel, nur ist hier statt der Bezeichnung a die Bezeichnung b einzuführen Fig. 160:

$$\int_{(l_1+l_2)}^{l} M_0\, y\, dx = P \cdot b \cdot h_s \left(\frac{3\,l_1^2 - b^2}{6\,l_1} + \frac{l_2}{2} \right).$$

Für eine Einzellast P zwischen l_1 und $(l_1 + l_2)$ erhält man nach Fig. 159:

$$F' e' = P\,(l - a)\,\frac{l_1}{l} \cdot \frac{l_1}{2} \cdot \frac{2\,l_1}{3} = P\,(l-a)\,\frac{l_1^3}{3\,l},$$

$$F'' = P\,a\,\frac{l}{2} - P\,a\,\frac{l_1}{l} \cdot \frac{l_1}{2} - P\,(l-a)\,\frac{l_1}{l} \cdot \frac{l_1}{2} - P\,a\,\frac{a}{2},$$

$$\text{„} = P\left(\frac{a\,l^2 - a\,l_1^2 - (l-a) \cdot l_1^2 - a^2 l}{2\,l} \right),$$

$$F''' e''' = P\,a\,\frac{l_1}{l} \cdot \frac{l_1}{2} \cdot \frac{2\,l_1}{3} = P\,a\,\frac{l_1^3}{3\,l},$$

$$\int_0^l M_0\, y\, dx = \frac{h_s}{l_1}\,(F' e' + F''' e''') + h_s\, F'',$$

$$\text{„} = P \cdot h_s \left[\frac{l_1^2}{3} + \frac{1}{2} \left(a\,l_2 - (a - l_1)^2 \right) \right].$$

Für eine gleichmäßig über die Länge verteilte Last Q, für welche das Gewicht der Längeneinheit $= \frac{Q}{l} = g$ ist, ergibt sich mit bezug auf Fig. 161:

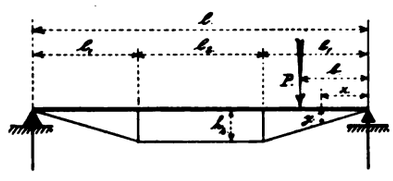


Fig. 160.

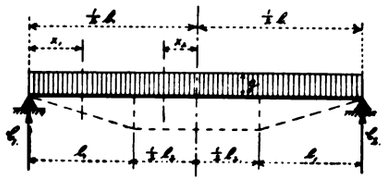


Fig. 161.

Fig. 160 u. 161. Z. A.: Berechnung der Spannkräfte einiger einfacher, verspannter Fachwerkträger und vollwandiger Träger.

$$C_1 = C_2 = \frac{Q}{2} = \frac{g \cdot l}{2},$$

M_0 zwischen 0 und $l_1 = \frac{g \cdot l}{2} \cdot x_1 - g \cdot x_1 \cdot \frac{x_1}{2}$,

M_0 „ l_1 und $\frac{1}{2}\,l = g\,\frac{l}{2}\left(\frac{l}{2} - x_2\right) - \frac{g}{2}\left(\frac{l}{2} - x_2\right)^2$

$$= \frac{g\,l^2}{8} - \frac{g\,x_2^2}{2},$$

$$\int_0^l M_0\, y\, dx = 2 \cdot \frac{h_s}{l_1} \int_0^{l_1} \left(\frac{g\,l}{2}\,x_1 - \frac{g \cdot x_1^2}{2} \right) x_1\, dx + 2 \cdot h_s \int_{l_1}^{\left(l_1 + \frac{l_2}{2}\right)} \left(\frac{g\,l^2}{8} - \frac{g \cdot x_2^2}{2} \right) dx$$

$$\text{„ „} = \frac{g \cdot h_s}{12}\,(5\,l_1^3 + 4\,l_1^2\,l_2) + \frac{g \cdot h_s}{12}\,(6\,l_1^2\,l_2 + 6\,l_1\,l_2^2 + l_2^3),$$

$$\text{„ „} = \frac{g \cdot h_s}{12}\,(5\,l_1^3 + 10\,l_1^2\,l_2 + 6\,l_1\,l_2^2 + l_2^3).$$

Kontrolliert man nach diesen analytischen Formeln das letzte, zum Teil praktisch behandelte Beispiel (Fig. 157), so ergibt sich für das Integral: $\int_0^l M_0\, y\, dx$ folgender Wert:

$$1000 \cdot 120 \cdot 80 \left(\frac{3 \cdot 390^2 - 120^2}{6 \cdot 390} + 180 \right) = 3540{,}48 \cdot 10^6,$$

$$1000 \cdot 390 \cdot 80 \left(\frac{3 \cdot 390^2 - 390^2}{6 \cdot 390} + 180 \right) = 9672{,}00 \cdot 10^6,$$

$$2 \cdot 250 \cdot 30 \cdot 80 \left(\frac{3 \cdot 390^2 - 30^2}{6 \cdot 390} + 180 \right) = 449{,}52 \cdot 10^6,$$

$$2 \cdot 500 \cdot 120 \cdot 80 \left(\frac{3 \cdot 390^2 - 120^2}{6 \cdot 390} + 180 \right) = 3540{,}48 \cdot 10^6,$$

$$2 \cdot 500 \cdot 210 \cdot 80 \left(\frac{3 \cdot 390^2 - 210^2}{6 \cdot 390} + 180 \right) = 5982{,}48 \cdot 10^6,$$

$$2 \cdot 500 \cdot 300 \cdot 80 \left(\frac{3 \cdot 390^2 - 300^2}{6 \cdot 390} + 180 \right) = 8076{,}00 \cdot 10^6,$$

$$2 \cdot 500 \cdot 390 \cdot 80 \left(\frac{3 \cdot 390^2 - 390^2}{6 \cdot 390} + 180 \right) = 9672{,}00 \cdot 10^6,$$

$$2 \cdot 500 \cdot 80 \left[\frac{390^2}{3} + \frac{1}{2}\,(480 \cdot 360 - (480 - 390)^2) \right] = 10\,644{,}00 \cdot 10^6,$$

$$500 \cdot 80 \left[\frac{390^2}{3} + \frac{1}{2}\,(570 \cdot 360 - (570 - 390)^2) \right] = 5484{,}00 \cdot 10^6,$$

$$\int_0^l M_0 \cdot y \cdot dx = 57060{,}96 \cdot 10^6.$$

Der graphisch ermittelte Wert beträgt: $57060 \cdot 10^6$.

Hätten die vorstehend berechneten Träger an beiden Enden unverrückbare feste Auflager, dann würde durch die Temperaturänderung ein Horizontalschub H_t entstehen, welcher aus der durch die Temperaturänderung angestrebten Längenänderung $\triangle l$ zu berechnen wäre.

Es würde H_t aus den Gleichungen folgen:

$$\triangle l = \varepsilon \cdot t \cdot l$$

und:

$$\triangle l = \frac{\sigma}{E} \cdot l = \frac{H_t}{E \cdot F} \cdot l$$

woraus sich ergibt:

$$H_t = \varepsilon \cdot t \cdot E \cdot F = 25{,}8 \cdot t \cdot F \text{ kg},$$

wenn ε mit 0,000012; E mit 2150000 kg/cm²; t in °C und F in qcm eingeführt wird.

Ein geringes Nachgeben der Widerlager vermindert diesen Horizontalschub ganz bedeutend.

Die moderne Lohnverrechnung im Fabrikbetriebe.

Von **Carl Redtmann** in **Berlin.**

(Fortsetzung aus Heft 24.)

Neben den angeführten Zeitkarten benutzt man auch Tageszettel nach Formular 4 in Buchform, welche mit Durchschlag in zwei Exemplaren ausgeschrieben werden, um auch in der Werkstatt einen Beleg zu haben.

Derartige Tageszettel erfordern so wenig Schreibarbeit, daß sie jeder Arbeiter selbst ausführen kann, namentlich wenn man ihm bei Eintritt in die Fabrik ein gedrucktes Schema übergibt. Wichtig ist nur, daß die von den Arbeitern ausgefüllten Zettel vom Meister ein- bis zweimal des Tages nachgeprüft, ergänzt oder berichtigt werden. Zu diesem Zwecke ist der Zettel mit einem Vordruck für den Revisionsvermerk des Meisters versehen. Es genügt, wenn der Meister den Anfangsbuchstaben seines Namens unter die Zahl der täglichen Arbeitsstunden setzt. Alles weitere ist aus dem hier mitgeteilten Schema so deutlich ersichtlich, daß es keiner weiteren Erläuterung bedarf. Am zweckmäßigsten werden die Zettel in der Nähe der Arbeitsstätte an eine bestimmte Stelle der Wand gehängt, damit der Meister jederzeit Kontrolle ausüben kann.

Auch für Akkordarbeit werden besondere Formulare benutzt und sind in Nachstehendem einige Beispiele hierfür gegeben:

Formular 4.

Auftrag Nr. .....

Kontroll Nr. ..... Name: .....

Maschinenklasse: .....

Zeichnung Nr. ..... Buchstabe .....

Stück	Gegenstand und Art der Bearbeitung	Gewicht kg	Akkord pro Stück Mk	Zusammen Mk.	Pf.

Angefangen: Beendet:

den ..... 19 ..... den ..... 19 .....

Der Meister: Der Meister:

Auf obige Arbeit geleistete Stunden am:

1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.	11.	12.	13.	14.	15.	16.
17.	18.	19.	20.	21.	22.	23.	24.	25.	26.	27.	28.	29.	30.	31.	

Erfolgte Zahlungen:

Lohnperiode vom	bis	Stunden	Lohn per Stunde Mk.	Betrag Mk.	Pf.
			Summa:		

Formular 6.

Akkordschein.

Meisterbezirk ..... Bestell Nr. .....

Kom. Nr. .....

für ..... Marke Nr. .....

u. Ablöser ..... Marke Nr. .....

Gegenstand d. Bearbeitung .....

Zchg. Nr. ..... Pos. Nr. ..... Material .....

Stück	Operation	Preis pro Stück Mk.	Pf.	Gesamt Mk.	Pf.	Bemerkungen	Vorschuß Dat.	Mk.	Pf.

Ausgegeben den 19 Meister ..... Unterschrift

Fertiggestellt den 19 Meister ..... Unterschrift

geschieht und zwar sowohl für Lohn- als auch Akkord-Verdienst. Bei langfristigen Akkorden werden evtl. Abschlagszahlungen geleistet, deren Höhe der Meister nach dem jeweiligen Stand der Arbeit festsetzt. Mit der Abrechnung selbst, welche im Lohnbureau erfolgt, hat der Meister nichts zu tun.

Die allwöchentliche Aufstellung der Lohnlisten erfordert viel Arbeit und muß unter Berücksichtigung verschiedener Nachweise eingerichtet werden. Hierfür hat eine bedeutende Werkzeugmaschinenfabrik ein praktisches Formular (siehe Nr. 7*) geschaffen, nach dem man die Lohnlisten nicht allwöchentlich neu aufzustellen braucht, sondern Eintragungen für einen ganzen Monat (also vier resp. fünf Wochen) machen kann. (Schluß folgt.)

Formular 5.

Akkordschein.

Nr. .....

Abteilung .....

für ..... Marke Nr. ..... u. Ablöser ..... Marke Nr. .....

Kom. Nr. ..... Zeichn. Nr. ..... Pos. Nr. ..... Material .....

Stück	Art der Bearbeitung	Preis pro Stück Mk.	Pf.	Gesamt Mk.	Pf.	Vorschuß Dat.	Mk.	Pf.

Ausgeführt auf Insgesamt

Maschine Inv. Nr. ..... u. Inv. Nr. ..... Std. .....

Akkord M.

Vorschuß M.

Rest

Ausgegeben

am 19 .....

Unterschrift des Meisters

Fertiggestellt

am 19 .....

Unterschrift des Meisters

Tägliche Stundenangabe

Datum	Maschinen Std.	Handarbeiter Std.

(Rückseite evtl. gleicher Vordruck.)

Gemäß den angeführten Formularen muß der Akkordschein getrennte Angaben über Abschlags- und Vorschußzahlungen enthalten und ebenso genau Aufschluß geben über Maschinen- und Handarbeit.

Eine bequeme Übersicht wird auch dadurch erreicht, daß man die Akkordscheine und Zeitzettel in verschiedenfarbigem Papier herstellt.

Bei der Verrechnung sollte der Akkord als Lohn erscheinen, zu dem der Akkordüberschuß in Prozenten des Lohnes berechnet, hinzutritt.

Die so errechnete Summe des zu zahlenden Wochenlohnes erfährt natürlich noch verschiedene Abzüge: in erster Linie die gesetzlich vorgeschriebenen für Krankenkassen- und Invalidenbeiträge, ferner solche, die laut Arbeitsordnung festgelegt und im Einzelfalle angeordnet waren, wie Schmutzgeld, Strafgelder für Zuspätkommen usw.

Ist so der Lohn des Einzelnen errechnet, so erfolgt die Aufstellung von Lohnlisten, was in den meisten Werken wöchentlich

Notiz.

Über **Kesselhaus-Reorganisation** spricht sich R. Kablitz in der Z. d. V. D. I. 1912/43 aus. Er weist auf die Wichtigkeit und Durchführbarkeit von Kesselhaus-Reorganisationen hin und gibt eine Beschreibung der zweckmäßigen Umgestaltung zweier Kesselanlagen. Weiter macht er Angaben über die erreichten Vorteile und Ersparnisse, die Ergebnisse der Voruntersuchungen usw. Ebenso finden sich Angaben über den erzielten 1000 kg-Dampfpreis und die gewonnene Ersparnis. Endlich empfiehlt er den Umbau von Kesselanlagen durch besondere hierfür zu gründende Gesellschaften ausführen und durch diese Dauerprüfungen anstellen zu lassen, wobei die Kosten des Umbaues durch die Ersparnisse gedeckt werden, die während der entsprechend lang bemessenen Dauerprüfung erzielt werden.

*) Formular Nr. 7 folgt in Heft 26.

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

46. Jahrgang. Nr. 51. Begründet von W. H. Uhland. 18. Dezember 1913.

Allgemeiner Teil mit Berechnungen etc. (14 Tages-Ausgabe).

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Leistungsanzeiger

für Wassermessungen in geschlossenen Rohrleitungen.

Mit Abbildungen, Fig. 162 bis 164.

Zusammenfassung. Beschrieben ist ein neuer Apparat, der es ermöglichen soll, die Wassermenge sofort abzulesen, die ein Rohr in einer gegebenen Zeiteinheit durchfließt.

Die Wasserwirtschaft hat im Laufe der letzten Jahrzehnte immer größere Bedeutung im Haushalt von Stadt und Staat erlangt. In steigendem Maße treten an den Hydrotechniker neue Aufgaben heran. Besonders zu erwähnen sind hier die Wassermessungen in größeren Rohrleitungen von etwa 300 mm Durchmesser an aufwärts, die Kontrolle der Wasserbewegung in Turbinenanlagen, Talsperren usw. Hier leistet der in den letzten Jahren sich steigernder Beliebtheit erfreuende Woltmannmesser bereits vortreffliche Dienste. Der Woltmannmesser ermöglicht allerdings nur die fortlaufende Registrierung der durch ihn hindurchgehenden Wassermengen, nicht aber die sofortige Ablesung der Durchflußmenge pro Zeiteinheit.

Für verschiedene neuzeitliche Anlagen, z. B. Talsperren, welche eine bestimmte Wassermenge für industrielle Zwecke abzugeben haben, Pumpstationen mit Zentrifugalpumpen, deren Förderleistungen pro Zeiteinheit kontrolliert werden sollen, ist aber die Anwendung eines Apparates, der das Ablesen der zeitweiligen Durchflußmenge ermöglicht, unerläßlich.

Diesem Zweck dient der nachstehend beschriebene Leistungsanzeiger. Bei der Konstruktion desselben wurde auf die für Wassermessungen schon seit Jahren in Gestalt des Venturimessers in der Praxis bekannte Venturiröhre zurückgegriffen. Die Venturiröhre stellt ein sich konisch verengendes und in gleicher Form wieder erweiterndes Rohr dar. Die in einer Venturiröhre auftretenden verschiedenen hydrodynamischen Drucke sind bei Vernachlässigung der Reibungswiderstände direkt abhängig von den verschiedenen Wassergeschwindigkeiten, und zwar gilt die Beziehung:

$$h + \frac{V^2}{2g} = C$$

Dynamische Druckhöhe + Geschwindigkeitshöhe = Konstante.

Vergleicht man die Werte an der Einlaufstelle mit denen an der stärksten Einschnürung, so ergibt sich:

$$h_1 + \frac{V_1^2}{2g} = C = h_2 + \frac{V_2^2}{2g}$$

oder:

$$h_1 - h_2 = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g},$$

worin h_1 und h_2 die dynamischen Drucke und v_1 und v_2 die entsprechenden Geschwindigkeiten in den Querschnitten F_1 und F_2 bedeuten (vgl. Fig. 163).

Ersetzt man noch V_2 durch V_1 aus der Gleichung:

$$V_2 \cdot F_2 = V_1 \cdot F_1,$$

so ergibt sich: $h_1 - h_2 = \frac{V_1^2}{2g}\left[\left(\frac{F_1}{F_2}\right)^2 - 1\right]$.

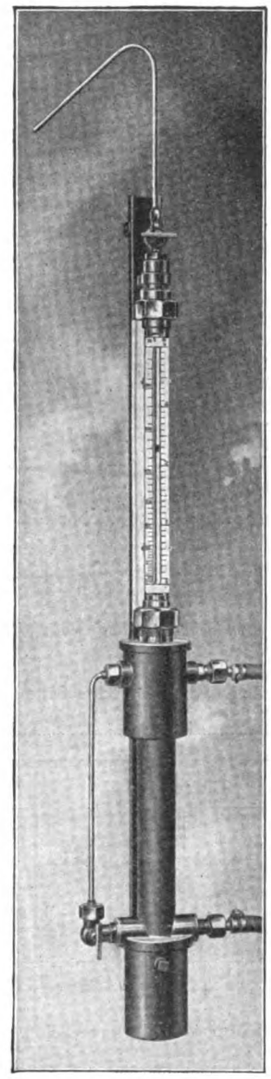


Fig. 162. Z. A.: Leistungsanzeiger für Wassermessungen in geschlossenen Rohrleitungen.

Die Formel läßt ohne weiteres erkennen, wie der wirksame Druckunterschied $h_1 - h_2$ von der Einlaufgeschwindigkeit, also auch von der stündlichen Durchflußmenge abhängig ist.

Während dieser Druckunterschied beim Venturimesser erst in Verbindung mit recht komplizierten Zählerapparaten nutzbar gemacht werden kann, zeigt der, nebenbei bemerkt von Siemens & Halske A.-G. eingeführte Leistungsanzeiger, die Durchflußmenge in der Zeiteinheit an.

Der Leistungsanzeiger, den Fig. 162 in der Ansicht wiedergibt, entspricht seiner Wirkungsweise nach einem Differential-Quecksilber-Manometer. Er besteht aus einem unteren Sammelgefäß a, Fig. 164, zur Aufnahme des Quecksilbers, einem zylindrischen Tauchrohr b, das auf seinem nach oben verlängerten Fortsatz ein zweites Sammelgefäß c trägt, einer Glasröhre mit danebenliegender Skala d und einem Schwimmer, der einen Zeiger in der Glasröhre trägt. Die beiden Sammelgefäße besitzen Rohranschlüsse, an welche die Druckleitungen nach dem Einlauf (F_1) und der Einschnürung (F_2) des Venturirohres angeschlossen sind. Der bei Wasserdurchfluß zwischen Einlauf und Einschnürung entstehende Druckunterschied treibt das Quecksilber in dem verlängerten Tauchrohr in die Höhe und läßt somit den Zeiger neben der Skala spielen. Diese Skala hat auf der einen Seite eine Einteilung, welche den zwischen Einlauf und Einschnürung herrschenden Druckunterschied in Meter Wassersäule angibt; die Einteilung auf der anderen Seite gibt die Wassermenge in cbm/st an, die bei den entsprechenden Druckunterschieden durch den ganzen Meßapparat strömt.

Hierzu sei noch besonders bemerkt, daß diese Druckunterschiede zwischen Einlauf und Einschnürung keine bleibenden Druckverluste sind, sondern daß sie zum weitaus größten Teile wieder durch den schlankeren Auslaufkonus des Venturirohres zurückgewonnen werden. Der Gesamtdruckverlust des Venturirohres entspricht mit Bezug auf die Skizze, Fig. 163 nur dem Teil:

$$h\,x = h_1 - h_3$$

Die Eichung des „Leistungsanzeigers" erfolgt in jedem einzelnen Falle in Verbindung mit dem zugehörigen Venturirohre, wodurch die weitestgehende Garantie für genaues Anzeigen gegeben ist. Schwankungen in der Durchflußmenge von 1 % sind leicht erkennbar.

Das Venturirohr erhält zweckmäßig eine Nebenleitung mit Messer, der die gesamte Durchflußmenge fortlaufend registriert und ev. auch auf einen elektrisch wirkenden Fernapparat überträgt. Man hat dann die Möglichkeit, die Gesamtmenge und auch jederzeit das pro Zeiteinheit durch den Messer fließende Wasserquantum festzustellen. Die Aufstellung des elektrischen Registrierapparates und des „Leistungsanzeigers" ist nicht in unmittelbarer Nähe des Venturirohres erforderlich.

Die Anzeigeapparate können auch am Stande des Maschinenwärters oder im Bureau des Betriebsleiters aufgestellt werden. Eine derartig komplette Einrichtung stellen beisp. die den Charlottenburger Wasserwerken G. m. b. H. gelieferten Meßapparate dar.

Die moderne Lohnverrechnung im Fabrikbetriebe.

Von **Carl Redtmann** in **Berlin.**

(Schluß aus Heft 25.)

Formular 9.

(1. Seite.)

Lohn-Quittungs-Karte

für

.....

.....

Abteilung .....

für den Monat ..... 19.....

(2. Seite.)

Lohn-Quittungs-Karte

für die Zeit

vom ..... bis 19

Datum		Vorschuß		Quittung
vom	bis			
vom	bis			
vom	bis			
vom	bis			
	Sa. Mk.			

Diese Lohn-Quittungs-Karte ist nach jeder Zahlung dem zahlenden Beamten auszuhändigen.

(3. Seite.)

Lohnabrechnung.

Übertragene Pfennige aus letztem Monat M. .....
Verdienst für ..... Stunden à ..... M. .....
Verdienst für Akkordarbeit ..... M. .....

ab für Vorschuß . . M. .....
„ „ Werkzeug . . M. .....
„ „ Strafen . . . M.
„ „ Krankenkasse . M.
„ „ Inv. u. Alt.-Vers. M.
..... M.
Sa. Abzüge M. M.

verbleiben M.

Hiervon gelangen zur Auszahlung . . . M.
Auf neue Rechnung werden übertragen . M.

Laut obiger Lohnabrechnung, deren Richtigkeit ich anerkenne, empfing von ..... M. ..... als Restbetrag für die Zeit vom ..... bis 19

Berlin, den ..... ten 19

.....

Diese Lohn-Quittungskarten haben drei Seiten Vordruck, während die letzte Seite leer ist und werden in der Mitte zwecks bequemerer Aufbewahrung gekniffen. Die Arbeiter erhalten ihren Lohn an Ort und Stelle gebracht und quittieren, worauf die Karten geordnet für die nächste Woche aufbewahrt werden; mit dieser Zahlungsweise sind die besten Erfolge erzielt worden.

Eine Kontrolle ist aber auch schon dadurch gegeben, daß man durchsichtige Lohntüten nach Formular Nr. 10 benutzt.

In jedem Fall aber wird es vor Einführung einer der oben beschriebenen Methoden notwendig sein, die Verhältnisse genau zu untersuchen, auch muß man stets in systematischer Weise vorgehen.

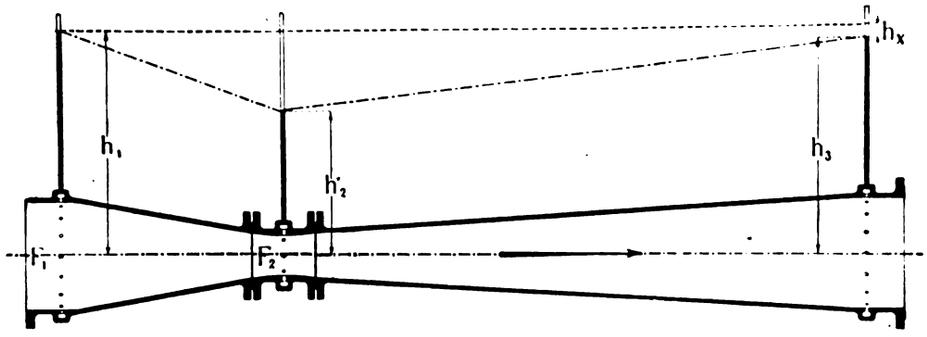


Fig. 163. Z. A.: Leistungsanzeiger für Wassermessungen in geschlossenen Rohrleitungen.

Eine große Annehmlichkeit in der Verrechnung besteht schließlich darin, daß man die Pfennigbeträge in den Vorwochen erst jedes-

Formular 7 (rechte Seite).

Monat ..... 19.....

Klasse A bis 5 M. pro Tag			Klasse B bis 5 M. pro Tag			Klasse C jugendliche Arbeiter unt 16 Jahren und Lehrlinge			+ Pfennig-Übertrag		Brutto Verdienst		Gezahlt 1. Woche		2. Woche		3. Woche		4. Woche		Abzüge Werkzeuge		Div.		Strafen		Krankenkasse		Inval.-Alters-Versicherung Wochen				Rest zu zahlen		Übertrag	
Tage	ℳ	₰	Tage	ℳ	₰	Tage	ℳ	₰	ℳ	₰	ℳ	₰	ℳ	₰	ℳ	₰	ℳ	₰	ℳ	₰	ℳ	₰	ℳ	₰	ℳ	₰	ℳ	₰	ℳ	₰	ℳ	₰	ℳ	₰	ℳ	₰
													24	—																						

Formular 7 (linke Seite).

Abteilung .....

Namen Zu	Vor	1. Woche vom ..... bis ..... Verdienst Lohn Std.	Lohn Mk.	Lohn Pf.	Akkord Std.	Akkord Mk.	Akkord Pf.	2. 3. 4. Woche, genau wie erste Woche	Summa Verdienst Std.	Mk.	Pf.
Lehmann	Aug.	7									
			24	—							

Formular 10.

Nr. ..... Name .....

	ℳ	₰	ℳ	₰
Verdienter Lohn:				
in Tagelohn				
in Akkord				
Abzüge:				
Krankenkassenbeitrag				
Schlafgeld				
Strafe				
Vorschuß				
Miete				
Steuern				
.....				
.....				
Mk.				

Der Inhalt ist bei Öffnen des Lohnbeutels nachzuzählen.

mal am Schluß des Monats zur Auszahlung bringt. Um die Quersummen bequem zusammenstellen zu können, setzt man die Stundenzahlen in die obere und die Lohn- resp. Akkordsummen in die untere Zeilenreihe, welche durch eine dünne Linie getrennt ist.

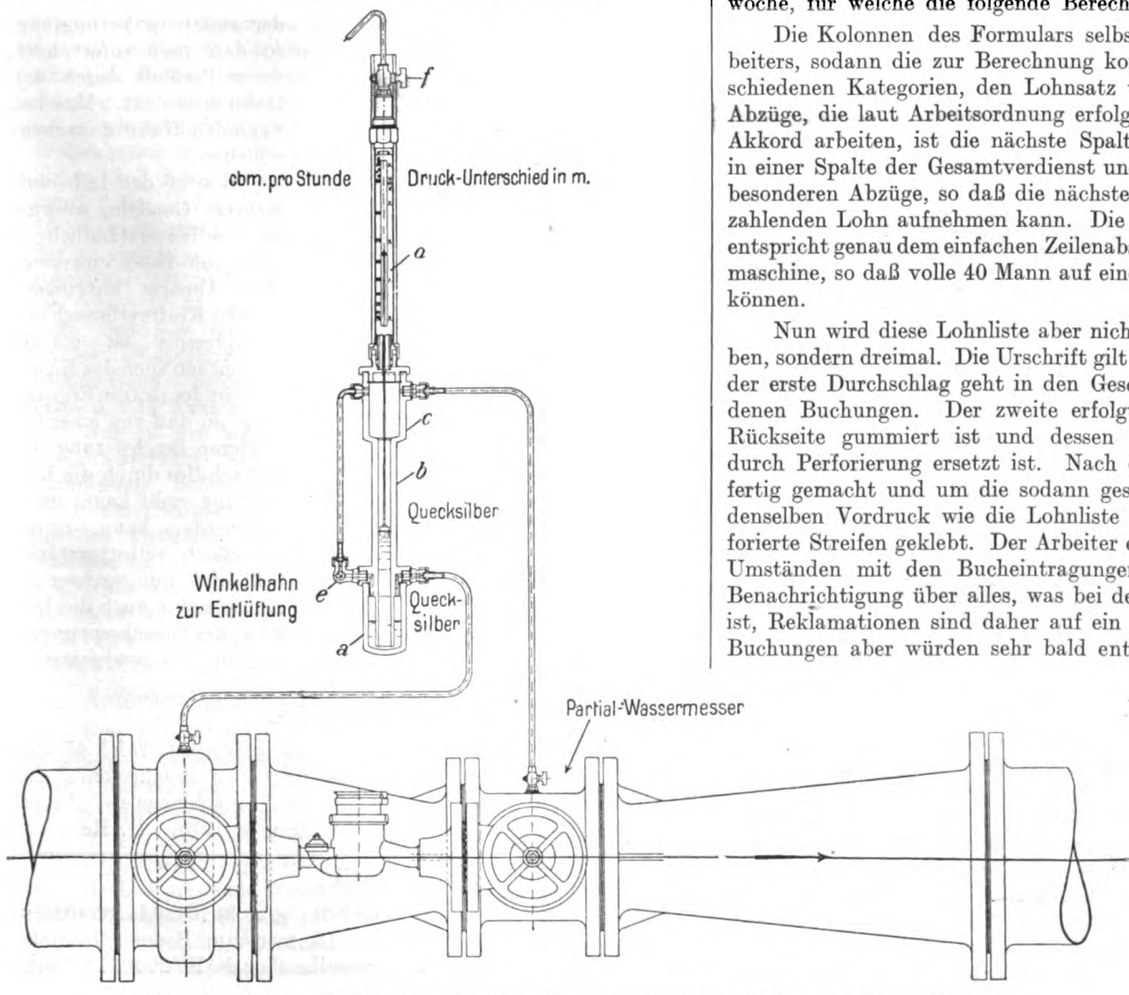


Fig. 164. Z. A.: Leistungsanzeiger für Wassermessungen in geschlossenen Rohrleitungen.

Wie schon erwähnt, lassen sich mit Hilfe dieser Liste die einzelnen Nachweise für die Berufsgenossenschaft leicht aufstellen und dient dieselbe ferner zur Auszahlung der Löhne und späterhin zur Kontrolle für die Invalidenversicherung.

In kleineren Betrieben begnügt man sich auch wohl mit einer Lohnliste nach Formular Nr. 8.

In einem amerikanischen Großbetriebe stellt man die Lohnlisten mit einer Elliot-Fisher-Schreibmaschine her.

Formular 8.

Lohnliste für Woche von ..... bis .....

Name	Sa.		Lohn à		Vorschuß		Betrag		Krankenkasse		Inv.-Vers. u. K.		Netto-Betrag		Bem.
	Tage	St.	Wo.	St.	Mk.	Pf.	Mk.	Pf.	Mk.	Pf.	Mk.	Pf.	Mk.	Pf.	

Nachdem die wirklich geleistete Arbeit im Betriebe selbst auf Karten eingetragen ist, von denen für jeden Arbeiter eine angelegt wird, besonders um die Auskunftserteilung an die Steuerbehörde zu erleichtern, gelangen diese sämtlich in das Lohnbureau. Da für die Kassenbeiträge der Montag eine wichtige Rolle spielt, weil nur diejenigen von dieser Arbeitsstelle aus die Beiträge zu entrichten haben, die dort gerade am Montag gearbeitet haben, während bei Arbeitsantritt im Laufe der Woche diese Verpflichtung zweifelhaft sein kann, so werden die Karten der Montagsarbeiter zunächst bearbeitet. Jeder Arbeiter hat außerdem seine Nummer, die nicht nur auf seiner Kontrollmarke, sondern auch auf seiner Karte und bei seinem Namen in allen Lohnlisten und dergl. steht. Die Listen selbst haben ein Format von 29 × 36 cm und tragen in einem verhältnismäßig schmalen aber vollkommen ausreichenden Kopfe die Bez. Betrieb, Abteilung oder Kolonne und die Bezeichnung der Lohnwoche, für welche die folgende Berechnung gilt.

Die Kolonnen des Formulars selbst enthalten: Name des Arbeiters, sodann die zur Berechnung kommenden Stunden der verschiedenen Kategorien, den Lohnsatz und eine Rubrik für solche Abzüge, die laut Arbeitsordnung erfolgen. Für diejenigen, die im Akkord arbeiten, ist die nächste Spalte bestimmt. Hierauf folgt in einer Spalte der Gesamtverdienst und dann die gesetzlichen und besonderen Abzüge, so daß die nächste Spalte den wirklich auszuzahlenden Lohn aufnehmen kann. Die Querliniatur des Formulars entspricht genau dem einfachen Zeilenabstand der benutzten Schreibmaschine, so daß volle 40 Mann auf einem Blatt verrechnet werden können.

Nun wird diese Lohnliste aber nicht etwa nur einmal geschrieben, sondern dreimal. Die Urschrift gilt als Lohnzahlungsbuchblatt; der erste Durchschlag geht in den Geschäftsgang zu den verschiedenen Buchungen. Der zweite erfolgt auf einem Bogen, dessen Rückseite gummiert ist und dessen obenerwähnte Querliniatur durch Perforierung ersetzt ist. Nach dieser Liste wird der Lohn fertig gemacht und um die sodann geschlossene Lohntüte, welche denselben Vordruck wie die Lohnliste hat, wird der schmale perforierte Streifen geklebt. Der Arbeiter erhält somit eine unter allen Umständen mit den Bucheintragungen genau übereinstimmende Benachrichtigung über alles, was bei der Lohnzahlung wissenswert ist, Reklamationen sind daher auf ein Minimum reduziert, falsche Buchungen aber würden sehr bald entdeckt werden.

Die Schreibmaschine hat aber bei ihrer Arbeit nicht nur die doch recht beachtenswerte Schreib- und Kolonnenarbeit geleistet, sie hat auch jede der drei Kolonnen Gesamtverdienst, Abzüge und ausgezahlter Lohn aufaddiert. Es ist hierzu nicht etwa eine besondere Maschine nötig, es ist auch nicht etwa an der Schreibmaschine eine besondere Manipulation auszuführen, vielmehr erfolgt die Addition einfach bei dem zum Schreiben erforderlichen Niederdrücken der Zifferntasten, die an denselben Stellen liegen, wie in der Tastatur jeder anderen Maschine.

Die Auszahlung des Lohnes sollte nur gegen Quittung geschehen, was bei dem zuerst geschilderten System leicht durch Quittungskarten nach Formular 9 erreicht wird.

Eine Luftdruck-Ankervorrichtung für Luftschiffe.

Mit Abbildung, Fig. 165.

Zusammenfassung. Beschrieben ist eine Verankerungsvorrichtung, die sich nach Angaben des Verfassers selbst für die größten Luftschiffe eignen soll und aus einem Kompressor, einem Druckluftzylinder und einem Verankerungsapparat besteht Letzterer ähnelt einem Pfeil mit zusammenlegbaren Schenkeln; diese richten sich auf in dem Augenblick, wo die Spitze des Pfeiles bis zu einer gewissen Tiefe in das Erdreich eingedrungen ist.

Die verschiedenen Unglücksfälle, die sich in der letzten Zeit auf dem Gebiete der Motor-Luftschiffahrt ereigneten, haben die Frage nach einer zweckmäßigen Verankerungsvorrichtung für derartige Luftschiffe zu einer aktuellen gemacht.

Wohl tauchten eine ganze Anzahl Vorschläge auf, aber doch war bisher keiner derselben in die Praxis zu übersetzen. Seitens des Ingenieurs O. Hurtig in Berlin geht uns heute eine Skizze und die Beschreibung einer Vorrichtung zu, die nach Ans.cht des betreffenden geeignet sein soll, jene Übelstände zu beseitigen.

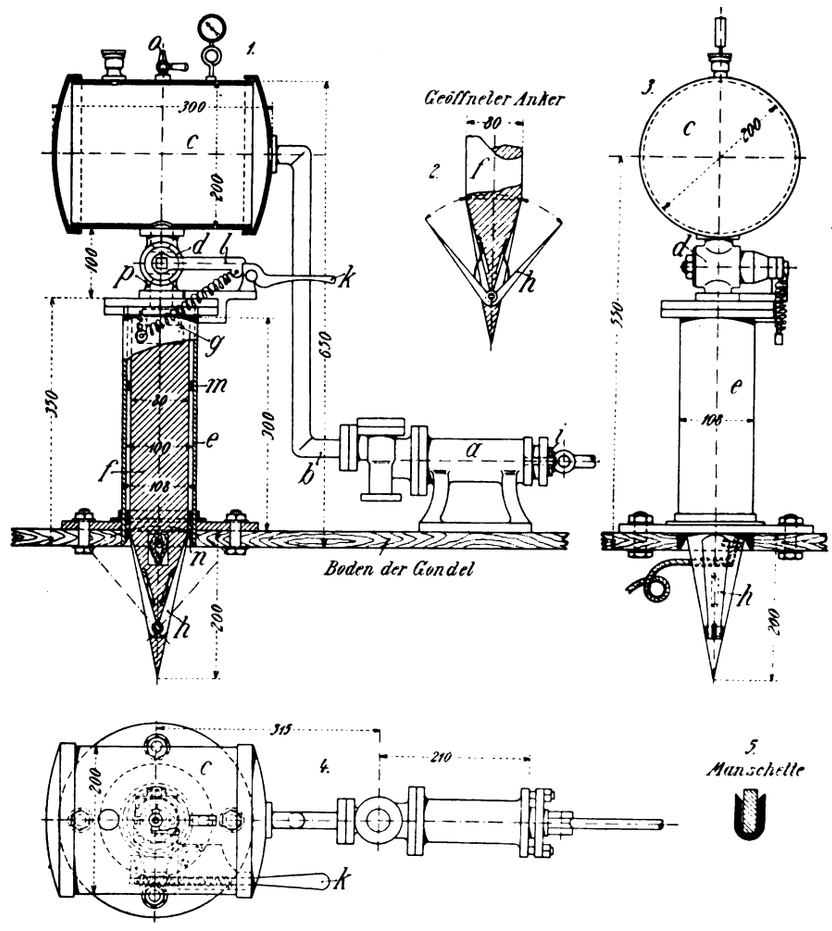


Fig. 165. Z. A.: Eine Luftdruck-Ankervorrichtung für Luftschiffe.

Wie die Fig. 165 erkennen läßt, zerfällt die Einrichtung in einen liegenden Kompressor, einen Sammelzylinder für Druckluft und die Verankerungsvorrichtung.

Der Kompressor a wird am Boden der Gondel des Luftschiffes festgemacht und enthält den Kolben i, der mittels eines Exzenters mit der Motorwelle gekuppelt ist. Dabei wurde jedoch Vorsorge getroffen, daß die Kupplung selbst sich lösen läßt. Vom Kompressor führt eine Rohrleitung b die erzeugte Druckluft in den Sammelbehälter c. Dieser ist für einen Druck von 20 at. berechnet, der kurz vor der Landung des Luftschiffes durch Einrücken des Kompressors erzielt und an einem Manometer abgelesen werden kann. Ein automatisches Sicherheitsventil reguliert den Druck. Ein Hahn o dient der Entlüftung.

Ist eine gewisse "Landungstiefe erreicht", d. h. hat sich das Luftschiff so tief gesenkt, daß man glaubt, mit Sicherheit landen zu können, und herrscht im Zylinder c die gewünschte Kompression, so hat der Führer nichts weiter zu tun, als den Hebel k nach unten zu drücken. Dann wird der Hebel l des Einlaßventiles d durch eine Feder herumgedreht und der Druck der vollen Kompression, in Höhe von etwa 1000 kg, wirkt auf einen Kolben f und somit auf den Anker. Dieser wird von zwei Federnocken g gehalten, die sich federnd gegen die untere Kante des Ansatzes anlegen. Unter dem Einfluß der aus dem Zylinder c ausströmenden Luft gleitet der Anker mit dem Ansatz über die Feder und dringt, frei geschleudert, mit, wie gesagt, etwa 1000 kg Druck in den Erdboden ein.

Der Anker enthält im unteren Ende zwei Klappen h, die in dem Augenblick, wo der Anker in den Erdboden eingedrungen ist, durch zwei Plattfedern nach außen aufgespreizt werden. Demnach wirkt der Anker genau wie derjenige eines Schiffes, d. h. klammert sich im Erbdoden fest. Ist dann am Anker ein genügend starkes Drahtseil befestigt, so findet das Luftschiff auch den gewünschten sicheren Halt.

Während der Fahrt soll das Drahtseil naturgemäß frei herunterhängen, damit im Augenblick der Landung nicht unvorhergesehene Komplikationen eintreten können.

Nach der Verankerung holt man das Luftschiff mit Hilfe einer Handwelle langsam nach.

Um einen dichten Abschluß zu erreichen, ist im Zylinder e eine U-förmige Manschette (vergl. Skz. 5) eingebaut. Ebenso sind, um die Reibung auf ein Mindestmaß herabzudrücken, in dem Zylinder e zwei Kupferringe eingelegt, in denen sich der Stiel des Ankers f führt.

Soll das Luftschiff seinen Weg fortsetzen, so ist selbstverständlich der Anker wieder auszuheben. Er wird dann vom Erdreich gesäubert und, frisch eingefettet, wieder in den Zylinder e eingeschoben und zwar so weit, bis die Nocken g einschnappen. Damit sich dieses Hineinschieben des Ankers in den Zylinder e schnell und leicht vornehmen läßt, ist der untere Ring der Manschette stark abgerundet.

Um Undichtigkeiten des Hahnes d vorzubeugen, sind in den Körper des Hahnes bei p zwei kleine Löcher gebohrt. Durch sie steht die Luft innen mit der außen in Verbindung, so daß man sofort hört, wenn Preßluft durch den Hahn entweicht. Man hat dann den Hahn d nachzuschleifen.

Besitzt das Luftschiff mehrere Gondeln, so wird man selbstverständlich in jeder von diesen einen solchen Apparat anbringen.

Der Kraftverbrauch des Kompressors ist gering, desgleichen auch das Eigengewicht der ganzen Einrichtung, so daß von einer besonderen Beschwerung des Luftschiffes durch die Einrichtung wohl kaum geredet werden kann. Es ist schließlich selbstverständlich, daß mit wachsender Kompression auch die Leistung der Verankerungsvorrichtung sich verbessert.

Zu Tafel 53.

Die dem Heft beiliegende Tafel 53 bildet mit Tafel 45 das Zeichnungsmaterial der in Heft 24 gegebenen Beschreibung der Maschinenhalle II auf der kürzlich geschlossenen „Internationalen Baufach-Ausstellung" zu Leipzig 1913. D. Red.

Notiz.

Ein Verfahren zum **Löschen** von **in Brand geratenem Benzin** u. ähnl. besteht darin, daß man am Boden des betr. Behälters oder in der Nähe desselben nach P. 266097*) eine trockene Mischung von solchen Chemikalien anordnet, welche nach dem Einführen von Wassergas oder dergl. kohlensäurehaltigen Schaum an die Oberfläche der Flüssigkeit treten lassen.

Zur Beachtung.

In Heft 24 vom 20. November 1913 auf Seite 100, rechte Spalte, 14. Zeile von unten bittet man zu lesen: J. M. Voith in Heidenheim statt Hiedenheim. D. Red.

*) Siehe: Patentblatt Nr. 48 vom 26. November 1913.

Moderne Dampferzeuger und Armaturen

Branchen-Ausgabe I des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur".

Schriftleitung: Ingenieur F. Wilcke, Leipzig.

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Neuere Dampferzeuger.

Von **F. Wilcke** in **Leipzig.**

Mit Zeichnungen auf Tafel 1, 7, 14 u. f., sowie Abbildung, Fig. 1.

Zusammenfassung. Es wird der Versuch gemacht, an Hand einer Anzahl Tafeln und Textabbildungen den Stand des heutigen Dampfkesselbaues klarzulegen. Die Zeichnungen stellen nur ausgeführte und in der Praxis schon angewandte Typen dar, und zwar ist dabei in gleicher Weise auf den Heißdampfkessel, wie auf den Sattdampfkessel Rücksicht genommen. Es treten dem Leser sowohl moderne Wasserrohr- und Steilrohrkessel, als auch kombinierte Groß- und Kleinwasserraumkessel in den verschiedenartigsten Ausführungen entgegen.

Der Aufschwung des modernen Maschinenbaues ist in der Hauptsache der Einführung der hohen Kesseldrücke zu danken. Diese wiederum wären aber nicht möglich gewesen, wenn es nicht gelungen wäre, Kesselformen zu finden, die, ohne daß die Explosionssicherheit sich vermindert, ebenjener Bedingung zu genügen vermochten. Es ist ohne weiteres klar, daß der Walzenkessel in der Form, wie er bisher in der Praxis verwendet wurde, für Drücke von mehr als 10 at. nicht geeignet ist, ja selbst der an sich ja so vorzügliche Feuerrohrkessel läßt nachweislich Drücke von über 15 at. nicht zu, es sei denn, daß man den Übelstand der großen Wandstärken und dementsprechend großen Wärmeverluste mit in Kauf nähme.

Nur in der Kombination des Kleinwasserraum- und Großwasserraumkessels haben wir diejenige Form des Dampferzeugers vor uns, die den modernen Ansprüchen gewachsen ist.

Diese Ansprüche wurden in der demnächst erscheinenden zweiten Auflage von „Uhland, Dampfkessel" wie folgt festgelegt:

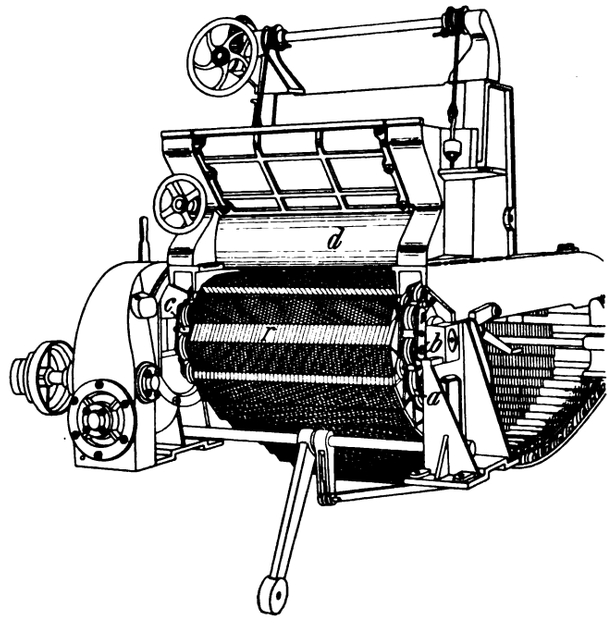


Fig. 1. Z. A.: Neuere Dampferzeuger.

Anforderungen an einen brauchbaren Dampfkessel.

Soll ein Dampfkessel praktischen Wert haben, so muß er folgenden Bedingungen genügen:

1. er muß aus bestem Material hergestellt, konstruktiv einfach und tadellos ausgeführt sein;
2. er muß eine große Betriebsdauer besitzen und geringe Unterhaltungskosten verursachen;
3. Dampf- und Wasserraum des Kessels müssen der verlangten Leistung entsprechend bemessen sein, so daß keine ungewollte Änderung in der Spannung des Dampfes und im Wasserstande eintreten kann.
4. der Wasserspiegel muß so viel Oberfläche besitzen, daß sich der Dampf vom Wasser ohne Schäumen trennt;
5. das Wasser im Kessel muß zirkulieren. Nur dann geht die Dampfentwicklung leicht vor sich, kann sich Kesselstein nicht absetzen und der Kessel selbst wird in allen seinen Teilen auf der gleichen Temperatnr gehalten;
6. die einzelnen Teile des Kessels müssen reichlich und für die größtmögliche Beanspruchung bemessen sein, damit sie nicht durch ungleiche Ausdehnung überanstrengt werden;
7. alle Verbindungen (Nietreihen) sollen so liegen, daß sie der direkten Einwirkung der Feuergase entzogen sind;
8. alle Kesselteile müssen für Reinigung und Reparatur leicht zugänglich sein, damit der Betrieb sicher aufrecht erhalten werden kann und die Ökonomie des Kessels dauernd gewahrt erscheint;
9. die Abmessungen des Kessels müssen der Kraftleistung angepaßt sein, damit selbst bei höchster Leistung nie unökonomisch gearbeitet wird;
10. die Explosionsgefahr soll durch konstruktive Maßnahmen auf ein Mindestmaß herabgedrückt sein*);
11. besteht der Kessel aus einzelnen Sektionen (wie z. B. beim Babcock & Wilcox-Kessel), dann muß deren Verbindung mit dem oder den Oberkesseln so sein, daß jedes Element voll zur Wirkung kommen kann.
12. die Feuerung muß den jeweiligen Anforderungen an den Kessel genügen können;
13. die Armaturen müssen passen (Reservearmaturen, selbsttätige Meldeapparate usw. sind erwünscht) und
14. endlich soll die größtmögliche Ausnutzung der Heizgase gewährleistet sein, ohne daß dabei der Kessel selbst Schaden leiden kann.

Nachstehend soll nun der Versuch gemacht werden, den Leser durch zwanglos einander folgende Tafeln ein Bild vom heutigen Stand des Dampfkesselbaues zu geben. Um Irrtümer zu vermeiden, sei jedoch gleich im voraus darauf hingewiesen, daß der Verfasser es sich nicht etwa zur Aufgabe gemacht hat, über das Verfahren, das bei der Herstellung der einzelnen Dampfkesseltypen zurzeit beobachtet wird, zu berichten, sondern daß es ihm lediglich darum zu tun war, die Eigentümlichkeiten der einzelnen Typen hervorzuheben.

Ob der Versuch von Erfolg begleitet war, möge der Leser am Ende der Abhandlung selbst beurteilen.

Um ihm aber die Möglichkeit zu geben, die einzelnen, durch die Zeichnungen und die nachfolgende Beschreibung veranschaulichten Kesseltypen in ihrem Werte besser zu beurteilen, möge nachstehend aus dem schon eingangs erwähnten Werke ein zweiter kurzer Auszug folgen. Dieser gewährt ein ungefähres Bild der Entwicklung des Dampfkesselbaues und sind dabei gleichzeitig die Vor- und Nachteile der bisher angewandten Kesseltypen kurz angedeutet**):

Die Kesseltypen und ihre Vor- und Nachteile.

Das Bestreben, den oben aufgezählten Anforderungen gerecht zu werden, hat naturgemäß die verschiedenartigsten Kesselsysteme gezeitigt, von denen jedes seine Vorteile und Nachteile hat. Allen Ansprüchen genügt allerdings bis heute noch keines, doch kennt

---

*) Das wäre also eine direkte Empfehlung des aus einzelnen Sektionen bestehenden Wasserrohrkessels und des Steilrohrkessels ohne Wasserkammern, Bauart Stirling, Borsig, Jahr usw.

**) Das Werk enthält neben den Tafeln eine große Anzahl Kesselskizzen, auf die hier verwiesen sei.

man zur Zeit schon eine ganze Anzahl Typen, die sich diesem Ideal nähern.

Prinzipiell unterscheidet man zwischen:

a) Großwasserraum-Dampfkesseln und
b) Kleinwasserraum-Dampfkesseln.

Aus beiden hat sich, eben in dem Bestreben den oben gestellten Anforderungen immer mehr gerecht zu werden, eine dritte Gruppe entwickelt, die der:

c) kombinierten Groß- und Kleinwasserraum-Dampfkessel.

Der **Großwasserraum-Dampfkessel** ist in seiner einfachsten Form als Walzenkessel bekannt; er hat die Gestalt eines Zylinders.

Wasserraum und Dampfraum sind hier natürlich sehr groß, dagegen entfällt auf den einzelnen Quadratmeter Baufläche nur eine verhältnismäßig geringe Heizfläche. Der Kessel braucht also einen großen Aufstellungsraum. Die Heizgase bespülen den Kessel nur im Mantel und auch nur soweit dieser vom Wasser berührt wird; somit kommen auch nur die an der Kesselwand lagernden Wasserteilchen mit den Heizgasen in Berührung, woraus sich eine lange Anheizdauer und eine verhältnismäßig geringe Dampfleistung ergeben.

Der Großwasserraumkessel besitzt also in seiner einfachsten Form den Vorteil, daß er einen großen Wasser- und Dampfraum hat, somit für andauernd gleichmäßige Erzeugung von Dampf zu brauchen ist. Weiter kann er leicht gereinigt und repariert werden, ebenso gestaltet sich die Einmauerung einfach. Dagegen hat er den Nachteil, daß man lange Zeit zum Anfeuern braucht, weil die große Wassermenge sich nur langsam erwärmt. Auch hinsichtlich der Betriebsspannung ist man beschränkt, indem mit wachsender Spannung ja die Dicke der Bleche zunimmt. Ferner nimmt der Großwasserraum-Dampfkessel viel Raum ein und birgt eine hohe Explosionsgefahr.

Er ist als einfacher Walzenkessel demnach heute überhaupt verschwunden und wird nur noch in seinen Kombinationen, so allerdings in großem Umfange, angewandt.

Der **Kleinwasserraum-Dampfkessel** besteht aus einem oder mehreren Bündeln enger Rohre (von 75 bis 100 mm Weite), die vorn und hinten, oder auch nur vorn in Kammern eingewalzt sind. Die Feuergase umspülen die Rohre und verdampfen das Wasser darin binnen kürzester Zeit. Da die Kammern und Rohre eng sind und dementsprechend nur wenig Wasser enthalten, so ist dieses bald verdampft, wenn nicht fortgesetzt frisches Wasser zugeführt wird.

Kessel dieses Typs haben den Vorteil, daß sie sich schnell anheizen lassen; auch sind sie nahezu explosionssicher, ebenso kann eine große Heizfläche auf kleinstem Raume untergebracht werden.

Dagegen bestehen die Nachteile, daß Wasser- und Dampfraum sehr klein sind, an eine andauernde Erzeugung von Dampf also nicht ohne weiteres zu denken ist; ebenso liefern sie infolge des schnellen Umlaufes vom Wasser nassen Dampf! Für andauernd gleichmäßige Dampferzeugung ist der Kleinwasserraumkessel in seiner Urform also ebenfalls nicht zu brauchen. Ferner läßt er sich nur schwer reinigen. Bei den Kesseln mit zwei Kammern besteht außerdem die Gefahr der Leckage; d. h. die Verbindungen zwischen Kammerboden und Rohren lösen sich leicht, was in der ungleichmäßigen Ausdehnung der Rohre und Kammerböden seine Erklärung findet.

Die Nachteile der beiden waren es nun, die zu deren Fortentwicklung zunächst in sich, und am Ende, zum Ersatz beider durch den **kombinierten Großwasserraum-Kleinwasserraum-Dampfkessel** führten. —

Aus dem Großwasserraumkessel, wie ihn der Walzenkessel darstellt, entwickelte sich zunächst der **kombinierte Walzenkessel**, gekennzeichnet durch die Vereinigung mehrerer Walzenkessel von 0,45 bis 1,5 m Durchmesser zu einem Kessel.

Dieses System gestattet die Unterbringung einer größeren Heizfläche auf kleinerem Raume, schnelleres Anheizen als der Walzenkessel und schärfere Verdampfung; ebenso ist es explosionssicherer.

Man verwendet diesen Kessel in Form des Gegenstrom- und des Siederkessels. Hierher gehört weiter der Ten-Brink-Dampfkessel, ein Großwasserraumkessel mit einem Oberkessel von 0,9 bis 1,2 m, mehreren Vorwärmern von 0,5 bis 0,65 m Durchmesser und einem Querkessel von 1,25 bis 2,2 m Durchmesser; in diesen sind die Feuerungen eingebaut.

Alle diese Kessel sind dem gewöhnlichen Walzenkessel durch ihre Dampfleistung überlegen, ebenso nehmen sie weniger Raum ein als dieser.

Eine Gruppe für sich bilden die **Flammrohr-Dampfkessel,** bei denen in einen großen Zylinderkessel ein, zwei und drei Flammrohre eingebaut sind. Diese haben eine Weite von 0,25 bis 1,2 m und enthalten vielfach gleich die Feuerung. Hier kommt also, wenn man vom Querkessel des Ten-Brink-Dampfkessels absieht, zum erstenmal der Fall vor, daß die Heizgase den Kessel nicht bloß umspülen, sondern ihn auch durchziehen.

Aus dem Flammrohrkessel hat sich dann unter Berücksichtigung seiner Nachteile, der **Rauch-** oder **Feuerrohr-Dampfkessel** entwickelt. Bei diesem sind in einen Zylinderkessel mit ebenen Böden eine große Zahl enger Rauchrohre von 40 bis 75 mm Weite eingebaut, durch welche die Heizgase geleitet werden. Auf diese Weise erzielt man eine sehr scharfe Verdampfung, weshalb der Feuerrohr-Dampfkessel noch heute den ganzen Dampf-Lokomotivbetrieb beherrscht, ebenso, allerdings in etwas modifizierter Form (Ein- und Doppelender Kessel mit 2 bis 8 Flammrohren), auf Schiffen noch oft zu finden ist.

Der Übelstand, daß der Kesselstein von den engen Rohren nur schwer abzulösen ist, hat der Anwendung des Rauchrohrkessels im ortsfesten Betriebe allerdings eine Grenze gezogen. Es trat hier die Modifikation, der **kombinierte Flamm- und Rauchrohrkessel,** auch Etagenkessel genannt, auf. Dieser Kesseltyp gestattet schon Heizflächen bis zu 500 qm. Man baut ihn jedoch nur noch als Weinlichkessel mit zwei Dampfräumen.*)

Die Vervollkommnung des **Kleinwasserraum-Dampfkessels** gestaltete sich ungleich schwieriger als die des Großwasserraumkessels, weil man hier vor allem den Nachteil des kleinen Wasser- und Dampfraumes zu beseitigen hatte. Das geschah durch Verbindung des Kleinwasserraumkessels mit einem oder mehreren Großwasserraumkesseln. So entstand die neue Gruppe der kombinierten Großwasserraum-Kleinwasserraum-Dampfkessel, unter die man auch die heutigen **Wasserrohr-Dampfkessel** zu zählen hat.

Der moderne Wasserrohr-Dampfkessel ist entweder ein Einkammer-Wasserrohrkessel mit einem oder mehreren Zylinderkesseln verbunden, oder ein Zweikammer-Wasserrohr-Dampfkessel mit einem oder mehreren Zylinderkesseln.

Der eigentliche **Großwasserraum-Kleinwasserraum-Dampfkessel** besteht im Prinzip aus einem oder mehreren Walzenkesseln als Oberkesseln, mehreren engeren Walzenkesseln als Vorwärmern und einem Wasserrohrkessel als Dampferzeuger. Die Heizgase werden stets so geleitet, daß sie erst an die Rohre des Wasserrohrbündels treten, danach die mit Wasser gefüllte Partie des Oberkessels und zuletzt die Vorwärmer umspülen. (Mac-Nicol-Kessel u. a.).

Hierher gehört schließlich auch der neueste Typ des Großwasserraum-Kleinwasserraumkessels, der sog. **Steilrohrkessel.**

Dieser besteht aus einem oder mehreren zylindrischen Oberkesseln, ebenso vielen Unterkesseln und einem oder mehreren die Ober- und Unterkessel verbindenden Rohrbündeln. Verschlüsse, wie sie bei den Wasserkammerkesseln erforderlich sind, fehlen hier, also sind auch die damit verbundenen Fehlerquellen beseitigt. Im ferneren sind die Wasserrohre bequem zugänglich und lassen sich von den Zylinderkesseln aus leicht reinigen; kurz, es ist hier ein Typ geschaffen von großem praktischen Werte, der naturgemäß auch alle Vorteile der Groß- und Kleinwasserraum-Kombination, als da sind: großer Wasser- und Dampfraum, wenig Raumeinnahme, schnelles Anfeuern, rasch und andauernde Dampflieferung, wenig Reparaturen, hohe Betriebsdrucke, große Betriebssicherheit, geringe Bedienung in sich vereint.

I.

Schnellumlaufkessel Bauart Büttner (Taf. 1).

Als erster der modernen Dampfkessel soll der **Schnellumlaufkessel Bauart Büttner** von 255 qm Heizfläche, 13 at. Betriebsdruck und 85 qm Überhitzerheizfläche auf Tafel 1 gelten.

Der Büttnersche Schnellumlaufkessel an sich ist wohl allgemein bekannt. Es sei deshalb nur darauf hingewiesen, daß das

*) Der Tischbeinkessel mit nur einem Dampfraume im Oberkessel ist ganz verschwunden.

Wasserrohrsystem u vorn und hinten in je eine Kammer i i_1 von 200 mm Tiefe aus 18 mm starkem Blech hergestellt, eingewalzt ist. Die vordere Kammer i steht in fester Verbindung mit dem aus 12 mm Blech hergestellten zylindrischen Oberkessel h von 1,5 m lichtem Durchmesser und 6,5 m Länge. Die hintere Kammer i_1 ist mit dem Oberkessel durch einen 550 mm weiten, in sich elastischen Stutzen verbunden. So glaubte die Herstellerin des Kessels, die dem alten Zweikammer-Wasserrohrkessel anhaftenden Nachteile zu beseitigen. Die Böden im Oberkessel haben eine Wandstärke von 19 mm und sind gewölbt. Auf dem Oberkessel sitzen drei Stutzen, auf deren einen das Speiseventil m von 80 mm lichter Weite aufgesetzt ist, während an den zweiten sich der Dampfentnahmestutzen anschließt. Der dritte Stutzen trägt ein Doppelsicherheitsventil n von $\frac{2 \cdot 60}{90}$ mm Durchgang. Ein Ablaßrohr ermöglicht es, aus dem Oberkessel während des Betriebes den ebenda angesammelten Schlamm zeitweise abzulassen. Ein ähnliches Ablaßrohr von 40 mm lichter Weite sitzt am Fuße der hinteren Wasserkammer i_1 und dient, einmal zur Entleerung des Kessels, weiterhin ebenfalls zum Ausblasen von Schlamm.

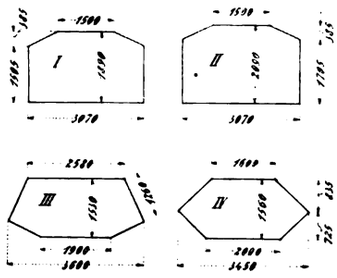


Fig. 2. Z. A.: Über die Aufmachung der sog. Materialspezifikationen im Dampfkesselbau.

Der Wasserumlauf im Kessel wird durch Fangbleche derart geleitet, daß das in den Oberkessel gespeiste Wasser sich am Boden desselben nach hinten bewegt und über eine Wand hinweg in die untere Kammer i_1 gelangt. Die Wand hält die ausgeschiedenen Kesselsteinbildner zurück. Im Röhrensystem u wird das Wasser verdampft und das Gemenge aus Dampf und Wasser tritt aus der Kammer i, geleitet durch die aus Fig. 4 ersichtlichen Einbauten, in den Dampfraum des Oberkessels. Dort scheiden sich Wasser und Dampf. Das Wasser fließt in die Kammer i_1 zurück, der Dampf aber sammelt sich im Dampfraum des Oberkessels an und wird aus diesem durch das aus Fig. 4 und 6 ersichtliche Sammelrohr entnommen. Er gelangt durch die Leitung l_2 (vgl. Fig. 6 und 11) in die beiden Überhitzersysteme l, die rechts und links seitlich des Oberkessels in das Mauerwerk eingelagert sind. Die Dampfkammern o der beiden Überhitzersysteme stehen durch ein Rohr, auf dem bei p ein Sicherheitsventil von 30 mm lichter Weite aufgesetzt ist, mit der Heißdampfleitung l_3 in Verbindung. Letztere geht in die Dampfentnahmeleitung l_4 über. Da nun sowohl das Rohr l_2, als auch das Heißdampfrohr l_3 an den Stutzen l_4 angeschlossen sind, so besteht die Möglichkeit, dem Kessel nach Belieben satten Dampf, heißen Dampf und gemischten Dampf zu entnehmen.

Um den Ruß von den Röhrensystemen u abzublasen, ist die Rußabblasleitung q angeordnet. Ebenso sind Luftzirkulationsrohre r und Schaulöcher s vorgesehen.

Die Feuerführung erfolgt in der Weise, daß die auf dem Wanderroste erzeugten Heizgase zunächst die vordere Partie des Röhrenbündels u und die Hinterwand der Kammer i umspülen. Sie treten dann an die beiden Überhitzerbündel und gelangen nach Bestreichen derselben zur hinteren Partie des Röhrenbündels u. Nachdem sie auch dieses bestrichen haben, entweichen sie in den Fuchs. Soll ohne Überhitzer gearbeitet werden, so wird die in Fig. 4 oberhalb des Röhrenbündels u ersichtliche Drehklappe mit Hilfe einer Stange angehoben und damit der Auslaß für die Heizgase, die aus den Überhitzern kommen, verschlossen. Die Gase bespülen jetzt nur das Röhrenbündel u und entweichen sofort in den Fuchs.

Mit dem Kessel im organischem Zusammenhang steht die in ihren Hauptteilen, durch die Fig. 8 bis 10 auf Tafel 1, sowie die Abbildung, Fig. 1 veranschaulichte Wanderrostfeuerung.

Es ist bekannt, daß unter den modernen Feuerungsrosten für Steinkohle die Ketten- oder Wanderroste unbedingt die erste Stelle einnehmen, da sie neben einer selbsttätigen Brennstoffzuführung zum Rost diesen auch selbsttätig von den Verbrennungsrückständen, Schlacken usw. säubern. Des ferneren gestatten sie durch Änderung der Schichthöhe des Brennstoffes und der Bewegungsgeschwindigkeit die Menge der in der Zeiteinheit zu verbrennenden Kohle den Schwankungen des Betriebes anzupassen. Schließlich erlauben sie aber auch, eine sichere Regulierung der Luftzufuhr und damit ökonomische Verbrennung, die zudem noch technisch rauchfrei erfolgt, weil der Brennstoff nur vorn aufgegeben wird *). Er kann demnach vergasen, ehe er in die Verkokungs- und Verbrennungszone kommt. Die Gase werden über beide hinweg in die Flamme geleitet, wo sie, genügend Luftüberschuß vorausgesetzt, verbrennen.

Infolge dieser Vorzüge hat sich der Wanderrost schnell ein schon recht großes Anwendungsgebiet erobert, obgleich ihm, das können selbst seine eifrigsten Anhänger nicht bestreiten, noch gewisse Mängel anhaften, die sich im Betriebe oft störend bemerkbar machen. Durch Verbesserungen war man in den letzten Jahren, und vielfach auch mit Erfolg, bestrebt, diese Mängel zu beheben. Als den letzten Erfolg dieser Bestrebungen kann man den durch Fig. 1 und Fig. 9 und 10 auf Tafel 1 veranschaulichten Wanderrost, Bauart Placzek, ansehen, der gleich dem Kessel von der Rheinischen Dampfkessel- und Maschinenfabrik Büttner in Uerdingen gebaut wird. Er weicht in seinem ganzen Aufbau von allen älteren Ketten- und Wanderrostkonstruktionen ab.

Das Charakteristische der Konstruktion ist die bisher nicht gebräuchliche Art der Führung der Kette und die ebenfalls neuartige Anordnung der Roststäbe, die weder — wie bei den ältesten Kettenrosten — Glieder einer über zwei Rollen laufenden Kette sind, noch — wie bei neueren Wanderrost-Konstruktionen — mit beiden Enden durch besondere, an der Kette befestigte Roststabträger festgehalten werden.

Die Kette des Wanderrostes, Patent Placzek, ist eine Gallsche Gelenkkette, auf deren Bolzen b Laufrollen a aufgesteckt sind. Diese Ketten werden zu beiden Seiten des Rostes nur an dessen vorderem Ende über Kettenräder k geführt, während sie im übrigen im oberen Trum durch die vorerwähnten, in den seitlichen Führungswangen f laufenden Rollen geführt werden. Am hinteren Ende des Rostes gehen diese Führungswangen in einer Kurve abwärts und das untere Trum der Ketten hängt vollständig frei.

Zwischen diesen beiden Ketten sind die Roststabträger angeordnet und durch eine rasch lösbare Verbindung an ihnen befestigt. Auf die Rostabträger c wiederum sind die eigenartig geformten Roststäbe r mit einem Ende aufgereiht, derart, daß sie in der unteren Hälfte des Rostes frei herunterhängen und infolgedessen eine gute Kühlung erfahren, während im oberen, die eigentliche Rostfläche bildenden Teil des Rostes immer die Spitze des folgenden Stabes auf dem Rücken des vorhergehenden aufliegt, so daß eine, nur durch die Luftspalten unterbrochene Fläche entsteht.

Der Antrieb des Rostes erfolgt durch die am vorderen Ende

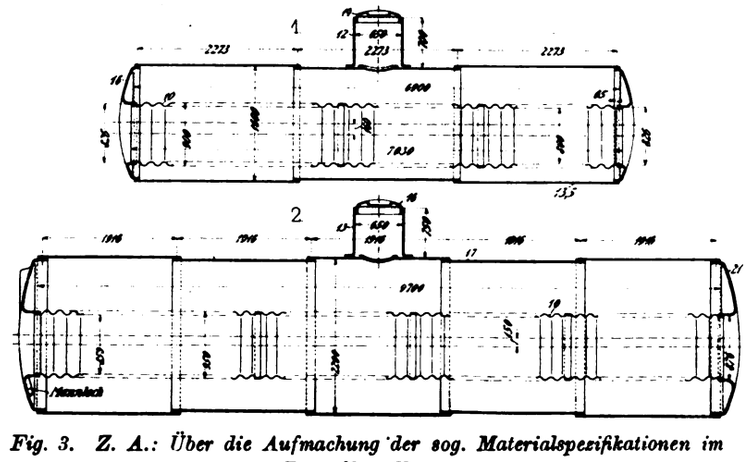


Fig. 3. Z. A.: Über die Aufmachung der sog. Materialspezifikationen im Dampfkesselbau.

angeordnete Kettenradachse, durch deren Drehung die Rostfläche nach hinten geschoben wird. Am hinteren Ende des Rostes müssen infolge der Kurvenform der Führungswangen an dieser Stelle die Roststäbe nach hinten herumkippen, so daß sie an den Rostabträgern senkrecht herunterhängen. Dadurch wird alle etwa noch auf der Rostfläche haftenden Schlacke zerbrochen und abgesprengt, und da nach dem Umkippen die einzelnen Roststäbe naturgemäß noch eine Weile pendeln, so müssen auch die an den einzelnen Stäben etwa hängen bleibenden Schlacken- und Ascheteilchen abgestoßen werden.

*) Vgl. dazu: Abschn. Bedienung des Planrostes, Wilcke, Der praktische Heizer, II. Aufl.

Die Aufgabe des Brennmaterials erfolgt wie üblich am vorderen Ende des Rostes. Die Menge des zugeführten Brennmaterials wird durch den Drehschieber d reguliert, während der mit feuerfesten Steinen belegte Schieber s zur Einstellung der Schichthöhe dient.

Infolge der Verbrennung verringert sich naturgemäß gegen das Ende des Rostes hin diese Schichthöhe erheblich, so daß der hintere Teil der Rostfläche nur noch dünn mit Schlacke und Asche bedeckt sein würde. Infolgedessen müßte viel zu viel Luft durchtreten, wenn nicht durch die Anordnung des Schlackenstauers r_1 am hinteren Ende des Rostes dafür gesorgt worden wäre, daß die hier ankommenden Verbrennungsrückstände zu einer stärkeren, den Luftzutritt in den gewünschten Grenzen haltenden Schicht aufgestaut werden. Das Charakteristische dieses Schlackenstauers ist seine tiefe Lage, an einer Stelle, wo er gegen die direkte Einwirkung des Feuers geschützt ist. Ein Verbrennen dieser Einrichtung, die ein Schmerzenskind aller älteren Wanderrostkonstruktionen ist, erscheint demnach ausgeschlossen.

Die am hinteren Ende aufgestauten Schlacken gleiten über den Rücken des Stauers hinweg in den Schlackensack, aus dem sie durch Öffnen der Klappe 7 von Zeit zu Zeit entfernt werden.

Der Antrieb des Rostes erfolgt durch einen in einem öldichten Gehäuse eingeschlossenen Schneckentrieb, dessen Tourenzahl in den weitesten Grenzen geändert werden kann. Daraus ergibt sich eine sehr variable Rostgeschwindigkeit, die in Verbindung mit der Regulierung der Brennmaterial-Zufuhr und -Schichthöhe ein rasches Anpassen des Rostes an alle Betriebsschwankungen ermöglicht. Wie sich aus der Anordnung und Form der Roststäbe von selbst ergibt, lassen sich diese, allen zur Verwendung kommenden Kohlensorten anpassen, da sie genau wie die Roststäbe irgendeines Planrostes mit beliebig breitem Luftspalt ausgeführt werden können.

Das Auswechseln eines Roststabes ist beim Wanderrost, System Placzek, ohne Betriebsunterbrechung möglich. Sollen schadhaft gewordene Roststäbe ausgewechselt werden, so wird zunächst ein mit Stäben bedeckter Roststabträger bereit gelegt. Wenn dann der die schadhaften Stäbe enthaltende Träger vorn am Rost angekommen ist, wird dieser für einen Augenblick still gesetzt und die vier, die Trägerbolzen in der Kette festhaltenden Splinte werden entfernt. Dann wird der auszuwechselnde Roststabträger mit den darauf sitzenden Roststäben mit einem Hebel, von Hand etwas angehoben. Die Bolzen für die Rostträger werden seitlich aus der Kette herausgezogen, so daß der Roststabträger mit den Stäben ganz frei wird und fortgenommen werden kann. Der bereit liegende neue Träger mit Stäben wird an seine Stelle gebracht, die beiden Trägerbolzen wieder eingesteckt und durch die Splinte befestigt. Der Rost kann nun weiter laufen.

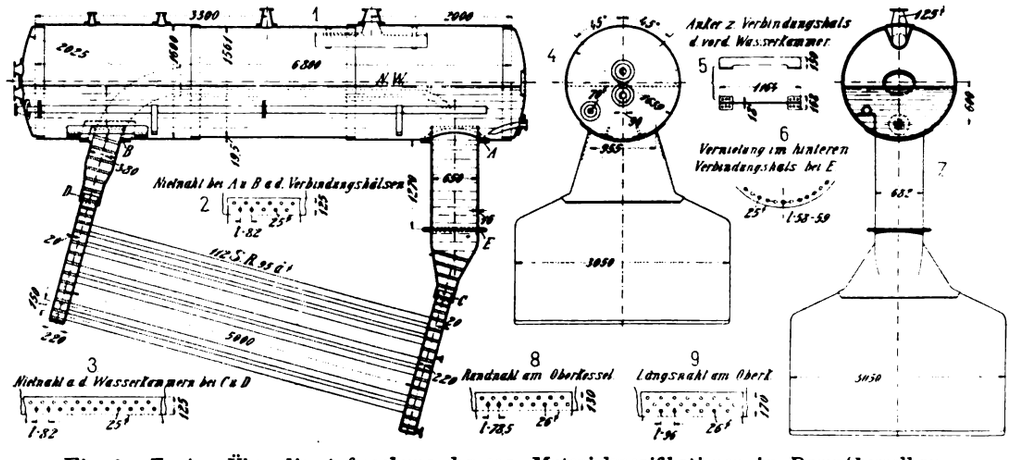


Fig. 4. Z. A.: Über die Aufmachung der sog. Materialspezifikationen im Dampfkesselbau.

Über die Aufmachung der sog. Materialspezifikationen im Dampfkesselbau.

Mit Abbildungen, Fig. 2 bis 5.

Zusammenfassung. Gezeigt wird, wie man die so heikle Materie der Aufmachung von Materialspezifikationen zu behandeln hat, um richtig zu spezifizieren.

Jedes Werk hat, wenn es einen Dampfkessel baut, für die Hüttenwerke, welche das dazu erforderliche Material liefern soll, eine sog. Materialspezifikation aufzustellen. Die Aufmachung, d. h. die Anordnung und Einrichtung derartiger Spezifikationen erfolgt am besten in der Art der nachstehend gegebenen Schemata. Man läßt alle überflüssigen Erklärungen fort, skizziert wo notwendig, gibt aber sonst alle Zahlenwerte auf das genaueste an.

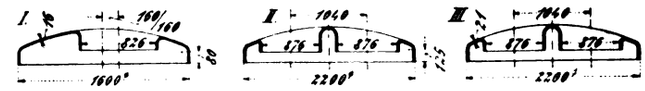


Fig. 5. Z. A.: Über die Aufmachung der sog. Materialspezifikationen im Dampfkesselbau.

Schema I.

Material für einen Wasserröhrenkessel von 165 qm Heizfläche und 12 at Betriebsdruck.

Der Kessel ist in Fig. 4 detailliert.

Pos. 1. 2 Tafeln Siemens-Martin-Flußeisen-Feuerblech 5270 × 2360 × 19,5 mm,
„ 2. 1 Tafel Siemens-Martin-Flußeisen-Feuerblech 5150 × 2360 × 19,5 mm,
„ 3. 1 gewölbter gebördelter Boden 1600 Durchm. × 20,5 mm, Bordhöhe 140 mm, gedrehte Stemmkante, in der Mitte eingepreßtes Mannloch 420 × 320 mm groß,
„ 4. 1 gewölbter gebördelter Boden 1600 Durchm. × 20,5 mm, Bordhöhe 140 mm mit gedrehter Stemmkante, Material für Pos. 3 u. 4 S. M. Fl.-Feuerblech,
„ 5. 2 Taf. S. M. Fl.-Feuerblech nach Fig. 2, Skz. I × 20,
„ 6. 2 Taf. S. M. Fl.-Feuerblech nach Fig. 2, Skz. II × 20,
„ 7. 1 Taf. S. M. Fl.-Feuerblech 2120 × 1610 × 16,
„ 8. 1 Taf. S. M. Fl.-Feuerblech nach Fig. 2, Skz. III × 16,
„ 9. 1 Taf. S. M. Fl.-Feuerblech nach Fig. 2, Skz. IV × 16,
„ 10. 2 Taf. S. M. Fl.-Feuerblech 4050 × 230 × 20,
„ 11. 2 Taf. S. M. Fl.-Feuerblech 4250 × 230 × 20,
„ 12. 32 nahtlose Siederöhren 95 äuß. Durchm. à 5060 mm lang, $\delta = 3\frac{1}{2}$ mm Wandstärke,
„ 13. 80 nahtlose Siederöhren 95 äuß. Durchm. à 5060 mm lang, $\delta = 3\frac{1}{4}$ mm Wandstärke, sämtliche Röhren Pos. 12 u. 13 an einem Ende auf 60 mm Länge um 3 mm aufgeweitet.
Pos. 14. 1 gepreßter Mannlochdeckel,
„ 15. 2 gepreßte Bügel dazu.

Schema II.

Material für einen Einflammrohrkessel von 40 qm Heizfläche und 8at Betriebsdruck.

Hierzu Fig. 3, Skz. 1.

Pos. 1. 2 Taf. S. M. Fl.-Mantelblech I 5205 × 2350 × 13,5 mm,
Pos. 2. 1 Taf. S. M. Fl.-Mantelblech I 5105 × 2350 × 13,5 mm,
Pos. 3. 1 Taf. S. M. Fl.-Feuerblech 2100 × 850 × 12 mm,
Pos. 4. 1 gewölbter gebördelter Boden 650 Durchm. × 14, Bord für einfache Nietnaht,
Pos. 5. 2 vertiefte Spezialböden 1600 Durchm. × 16 nach Skz. 1, Fig. 5 beiderseits eingehalst nach Skz. 1, gedrehte Stemmkanten,
Pos. 6. 1 Wellrohr 800/900 Durchm. mehrteilig, für 6900 mm zylindrische Kesselmantellänge passend, mit Muffenverbindung, die Enden des Wellrohres in die Spezialböden eingepaßt.

Material für Pos. 4, 5 u. 6 S. M. Fl.-Feuerblech.

Pos. 7. 1 gepreßter Mannlochdeckel,
„ 8. 2 gepreßte Bügel dazu.

Schema III.

Material für einen Zweiflammrohrkessel von 100 qm Heizfläche und 10 at Betriebsdruck.

Hierzu Fig. 3, Skz. 2.

Pos. 1. 3 Taf. S. M. Fl.-Mantelblech I 6975 × 2040 × 17 mm,
„ 2. 2 Taf. S. M. Fl.-Mantelblech I 6865 × 2040 × 17 mm,
„ 3. 2 Taf. S. M. Fl.-Mantelblech I 1740 × 255 × 13 mm,
„ 4. 3 Taf. S. M. Fl.-Mantelblech I 1950 × 255 × 13 mm,
„ 5. 3 Taf. S. M. Fl.-Mantelblech I 1740 × 415 × 15 mm,
„ 6. 2 Taf. S. M. Fl.-Mantelblech I 1950 × 415 × 15 mm,
„ 7. 1 Taf. S. M. F.-Feuerblech 2100 × 920 × 13 mm,
„ 8. 1 gewölbter gebördelter Boden 650 Durchm. × 16, Bord für einfache Nietnaht,
„ 9. 1 vertiefter Spezialboden 2200 Durchm. × 21 mit 2 Einhalsungen nach Skz. 2, Fig. 5 gedrehte Stemmkanten mit ausgepreßter Wasserstandsfläche und einem eingepreßten Mannloch.
„ 10. 1 vertiefter Spezialboden 2200 Durchm. × 21 mit 2 Einhalsungen nach Skz. 3, Fig. 5, gedrehte Stemmkanten.
„ 11. 2 Wellröhren 850/950 Durchm. × 10 mehrteilig, für 9700 mm zylindrische Mantellänge passend, mit Muffenverbindung, die Enden der Wellrohre in die Spezialböden eingepaßt. Material für Pos. 8 bis 11 S. M. Fl.-Feuerblech.
„ 12. 2 gepreßte Mannlochdeckel,
„ 13. 4 gepreßte Bügel dazu.

Eine neue Gasfeuerung
für Koksofen- und Hochofengas.

Mit Abbildungen, Fig. 6 bis 8.

Zusammenfassung. Beschrieben wird eine Gasfeuerung für Koksofen- und Hochofengas, bei der infolge sachgemäßer Mischung von Luft und Gas eine vollkommene Verbrennung und demzufolge eine große Kesselleistung bei sparsamen Gasverbrauch vorhanden sein soll. Die Bedienung und Regulierung soll dem Kesselwärter ebenfalls Schwierigkeiten nicht bereiten.

Die Bestrebungen, Koksofengase in möglichst rationeller Weise unter Dampfkesseln zu verwenden, liegen erst kurze Zeit zurück, da der Bau der Überschußgas an Stelle von Abhitze erzeugenden Regenerativ-Koksöfen erst vor ca. zehn Jahren in größerem Maßstabe wieder aufgenommen wurde.

Eine der ersten Feuerungen mit einstellbarer Gas- und Luftzufuhr war die Gasfeuerung Bauart Terbeck, die wohl als die erste auf Grund der gesammelten Erfahrungen in den Abmessungen der Gas- und Luftquerschnitte rechnerisch genau nachgeprüft und konstruktiv durchgebildet werden konnte. Nachdem die Terbeckbrenner eine Reihe von Jahren in der Praxis Verwendung gefunden hatten, führte das Bestreben, eine noch günstigere Ausnützung der Gase herbeizuführen, zu der nachstehend beschriebenen Neukonstruktion, die ebenfalls bereits durch umfassende Versuche ausprobiert, eine erhebliche Vereinfachung der Bauart und eine wesentliche Verbessung der Ökonomie der Gasbeheizung darstellt.

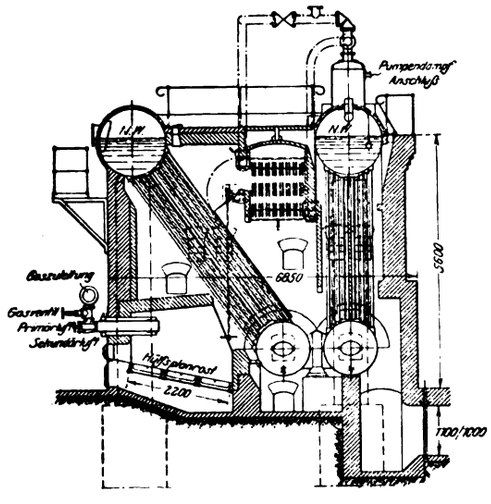


Fig. 6. Z. A.: Eine neue Gasfeuerung.

Bis vor wenigen Jahren wurde auf die Frage der rationellen Verbrennung der Überschußgase unter Dampfkesseln nur ein geringer Wert gelegt, wie aus den primitiven Einrichtungen hervorgeht, die, man darf dreist behaupten, ohne Rücksicht auf die erforderliche richtige Verteilung von Luft und Gas in der Weise geschaffen wurden, daß ein oder mehrere, für die Zuführung des Gases bestimmte Rohre in eine den Abschluß des Verbrennungsraumes bildende, aus feuerfesten Steinen aufgemauerte Wand eingeführt wurden, während durch einige durch Fortlassen oder Ausbrechen von Steinen geschaffene Öffnungen die Luft in beliebiger und unregulierbarer Weise zuströmte. An die zur rationellen Verbrennung erforderliche innige Mischung von Luft und Gas war natürlich bei dieser Anordnung nicht zu denken und es mußte genügen, eine nur einigermaßen angemessene Dampfleistung zu erzielen.

Erst durch die Einführung der mit Gas- und Luftregulierung und einem Mischrohr ausgestatteten Terbeckbrenner wurde auf diesem Gebiete eine Änderung in den Anschauungen insofern herbeigeführt, als von nun an nicht eine gute Kesselleistung allein, sondern die rationelle Ausnutzung der in den Gasen gebundenen Energie bei der Beurteilung der Güte einer Gasfeuerung ausschlaggebend wurde, zumal ein größerer Dampfbedarf die bestmögliche Ausbeutung des hochwertigen Gases zur dringenden Pflicht machte.

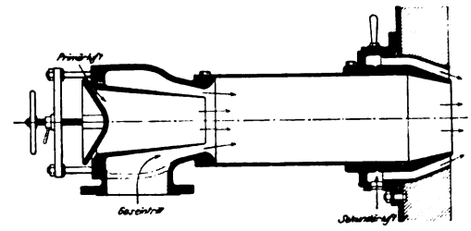


Fig. 7. Z. A.: Eine neue Gasfeuerung.

Das Hauptmerkmal des neuen Brenners besteht nach Mitteilung von Salau & Birkholz in Essen darin, daß er für eine größere Leistung als der frühere Brenner eingerichtet ist derart, daß beispielsweise ein Kessel von 100 qm nur zweier Brenner bedarf, gegen vier der alten Konstruktion.

Die Ausführung des Einzelbrenners geht aus Fig. 7 hervor. Nachdem das Gas das Ventil passiert hat, tritt es durch eine ringförmige Düse in das innere Brennrohr, das schmiedeeiserne Mischrohr. Die Gasdüse, welche aus betriebstechnischen Gründen eine bestimmte Größe nicht unterschreiten und aus konstruktiven Gründen nicht überschreiten darf, ist so geformt, daß die Druckenergie des Gases, unter Berücksichtigung des Kaminzuges, möglichst vollständig in Strömungsenergie umgesetzt wird. Diese wird zum Ansaugen der durch das Tellerventil zutretenden Primärluft und zum Fortbewegen des Gas- und Luftgemisches im inneren Brennerrohr verwandt. Die Länge dieses Mischrohres ist so berechnet, daß die Geschwindigkeit dieses brennbaren Gemisches beim Austritt etwas größer ist, als seine Explosionswelle. Zur Erhöhung der Haltbarkeit ist am Ende des Mischrohres ein Brennerkopf aus Hartguß aufgesetzt.

Das Mischrohr wird von einem konzentrischen, bis an die Stirnwand des Brennerkopfes heranreichenden Rohr umschlossen, welches an seinem hinteren Ende einen Ringschieber trägt und zur Einführung der Sekundärluft dient. Der Ringschieber ist mit Handgriffen versehen, um ihn bequem und genau einstellen zu können.

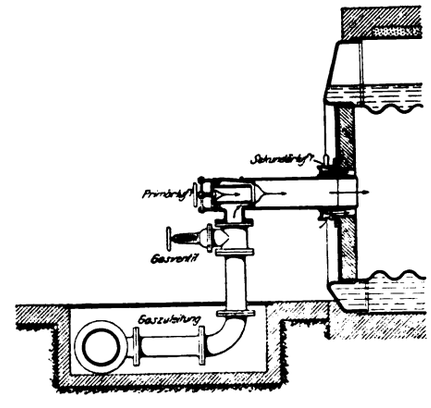


Fig. 8. Z. A.: Eine neue Gasfeuerung.

Die Regelung der Primärluft ist erforderlich, um den Lufteintritt etwaigen Schwankungen des Gasdruckes anpassen zu können, wogegen die Regelung der Sekundärluft entsprechend den Änderungen der Primärluft und den Schwankungen des Kaminzuges erfolgt.

Die Dimensionierung erfolgt unter Berücksichtigung des Heizwertes und des Gasdruckes entsprechend den gestellten Anforderungen an die Kesselleistung. Je nach der Größe des Kessels werden zwei oder mehrere Brenner zu einer Garnitur zusammengebaut.

Die Fig. 8 zeigt den Einbau der Terbeckfeuerung in einen Einflammrohrkessel, Fig. 6 in einem Dürr-Wasserrohrkessel. Bei letzterem ist die Gasfeuerung mit einer Planrostfeuerung

kombiniert. Diese Anordnung bietet den Vorteil, daß man den Kessel in forciertem Betriebe bis an die Grenze der Leistungsfähigkeit beanspruchen kann, während normalerweise entweder mit Gas oder Kohlen hinreichend Dampf erzeugt werden kann.

In gleich vorteilhafter Weise eignet sich die Terbeckfeuerung zur Verstochung von Hochofengas.

Die bedeutenden, im Hochofenbetriebe erzeugten Gasmengen werden vielfach ohne Rücksicht auf Ökonomie unter den Kesseln verbrannt. Die hierbei üblichen Vorfeuerungen, in denen die Gase zur Entzündung gelangen, entziehen infolge der Strahlungsverluste dem Kessel erhebliche Wärmemengen, die man durch erhöhte Gaszufuhr auszugleichen sucht. Eine rationelle Ausnutzung ist daher kaum möglich.

Bei Verwendung der Terbeckfeuerung kommen die Vorfeuerungen in Fortfall. Die Brenner werden — beispielsweise bei Flammrohrkesseln — direkt in die Flammrohre eingebaut und die Gase in den Flammrohren entzündet. Bei gleicher Kesselleistung ergibt sich ein geringerer Gasverbrauch. Nebenher besteht die Möglichkeit, die Kesselleistung der jeweiligen Dampfentnahme in erhöhtem Maße anzupassen.

Ein elektrischer Kesselstein-Abklopfapparat.

Mit Abbildung, Fig. 9.

Zusammenfassung. Beschrieben wird ein neuer Kesselstein-Abklopfapparat mit elektrischem Antrieb, durch den beisp. in einem Zeitraum von 10 Minuten $^1/_5$ qm Blech, das vorher mit dem Pickhammer in 10 Minuten gereinigt wurde, in 0,4 Minuten gereinigt sein soll.

Noch heute ist das Kesselklopfen eine der unangenehmsten Beschäftigungen, die dem Heizer obliegen. Dasselbe wird dementsprechend auch nur in den allerwenigsten Fällen gründlich besorgt, zumal dem betreffenden Arbeiter noch immer nur Pickhammer, Schaber und Stecheisen zur Verfügung stehen. Die verschiedenen maschinellen Einrichtungen, die man zu diesem Zwecke schuf, haben sich eben in der Praxis nicht einführen können, da sie entweder zu unhandlich waren oder in ihrer Wirkung nicht genügten. Nun scheint es jedoch, als ob in dem durch Fig. 9 veranschaulichten Kesselstein-Abklopfapparat, Patent Devoorde, ein Instrument gefunden wäre, das seinen Zweck erfüllt.

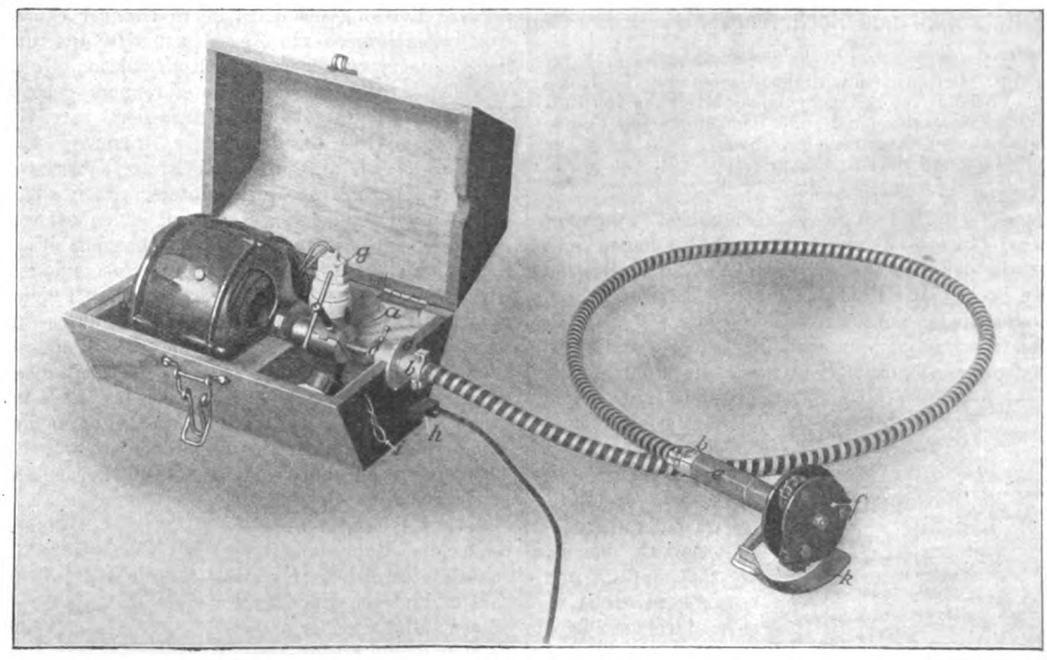


Fig. 9. Z. A.: Ein elektrischer Kesselstein-Abklopfapparat.

Der Apparat umfaßt die eigentliche Klopfeinrichtung und den antreibenden Motor. Letzterer hat eine Leistung von $^1/_3$ PS und auf das Ende seiner Welle ist ein Spannfutter geschraubt. Der Motor befindet sich samt seiner Armatur in einem Kasten, durch dessen seitliche Wände die Klemmschelle einer biegsamen Welle hindurchgesteckt und mittels Spannringes gesichert wird. Die sog. Seele der Welle wird in das Spannfutter eingespannt. Im Kasten befindet sich dann weiter ein Schalter zum Ein- und Ausschalten des Motors. Die äußeren Dimensionen des Kastens sind derartige, daß dieser durch jedes normale Mannloch geht. Ja es läßt sich der Kasten sogar zwischen den Flammrohren eines Kessels hindurchbringen, wenn man den Motor herausnimmt und den Kasten selbst aufklappt.

Die biegsame Welle ist so eingerichtet, daß man die Seele ohne weiteres aus dem Schutzschlauch entfernen kann, um sie mit einer konsistenten Graphitschmiere zu fetten. Eine einmalige Schmierung genügt für die Dauer einer vollen Kesselreinigung.

Die Seele der Welle rotiert frei im Schutzschlauche. Es fehlen hier also die sonst unter ähnlichen Umständen vorhandenen Lager, die ja bekanntlich den Nachteil besitzen, daß man sie nur schwer schmieren kann, und daß sie sich infolgedessen schnell festfressen. An Stelle der Lager tritt hier einerseits die Flansche im Kasten und anderseits das Kugellager im Handgriffe des Apparates. Die Schellen des Schutzschlauches sind sog. Klemmschellen, nach deren Entfernung der Schlauch ohne weiteres zerlegt werden kann, um ihn zu reparieren oder einzelne seiner Bestandteile zu ersetzen. Der Handgriff, den die Abbildung ebenfalls erkennen läßt, ist aus nahtlos kalt gezogenem Stahlrohr hergestellt und am oberen Ende geschlitzt. Die Spindel besteht aus Werkzeugstahl und läuft in einem Kugellager. Dieses ist in einem Rohrstück montiert und wird durch Distanzröhrchen, Scheibe und Mutter in seiner Lage gehalten. In dieser Weise bildet das Gehäuse des Kugellagers ein zusammenhängendes Ganze, wird in das Rohr des Handgriffes eingeschoben und mittels der Klemmschelle festgespannt. Zur Schmierung füllt man das Gehäuse des Kugellagers mit konsistentem Fett. Der Eintritt von Staub und Schmutz in die Kugellager wird durch eine Filzdichtung verhindert, während das entgegengesetzte Ende des Handgriffes durch die Schelle des Schutzschlauches verschlossen ist. Die Verbindung der biegsamen Welle mit der Lagerspindel erfolgt durch eine lange Mutter, ist außerdem aber durch den Handgriff verdeckt.

Die Klopfvorrichtung besteht aus zwei Stahlplatten, die mit Löchern versehen sind. In die äußeren Löcher der Platten steckt man Stifte hinein, über die man die Schlagkörper legt. Hierauf wird in der Mitte eine sog. Distanzscheibe eingeschaltet und dann die zweite Platte aufgelegt. Schraubenbolzen halten das Ganze zusammen, das man sodann auf die Spindel des Handgriffes schraubt und durch Gegenmuttern festmacht.

Es kommen Klopfvorrichtungen in fünf verschiedenen Durchmessern von 65 bis 130 mm zur Anwendung. Man kann also Schlagwirkungen verschiedener Größen erzielen. Natürlich wirkt dabei immerhin auch die Größe des Andruckes beim Arbeiten mit. Die Klopfer von kleinem Durchmesser erlauben es, den Apparat selbst an solchen Stellen zu verwenden, die sonst für mechanische Klopfvorrichtungen unzugänglich sind.

Die Wirkung des Apparates versteht sich von selbst; sie wird erklärlich, einmal aus dem Gewicht der Schlagkörper und zweitens aus der ungeheuern Arbeitsgeschwindigkeit von 5400 Schlägen in der Minute. Nach Angaben der Firma Bader & Halbig in Halle a/S., die den Vertrieb dieser Apparate übernommen hat, soll durch amtliche Versuche in den Eisenbahnwerkstätten Magdeburg-Buckau festgestellt sein daß $^1/_5$ qm Fläche mit einem Devoorde-Apparat in 30 Sekunden gereinigt werden konnte, während ein Luftdruckhammer dazu 1,2 Minuten brauchte. In einem anderen Falle und zwar auf einer Werft wurde 1 qm rund, 4 cm hoch mit einer Farben- und Rostschicht überdecktes Blech innerhalb eines Zeitraumes von zehn Minuten gereinigt. W.

Januar 1913.

Moderne Dampferzeuger und Armaturen

Branchen-Ausgabe I des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur".

Schriftleitung: Ingenieur F. Wilcke, Leipzig.

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Ein Beitrag zum Kapitel der selbsttätigen Regelung des Wasserstandes in Dampfkesseln.

Mit Abbildungen, Fig. 10 u. 11.

Zusammenfassung. Berichtet wird über einen neuen selbsttätigen Wasserstandsregler, der in Verbindung mit einem Rückleiter arbeitet und in der Weise wirkt, daß das Speiseventil mit einem Gegengewicht und einem geschlossenen Behälter zusammenhängt, der mit dem Kessel kommuniziert und vom Dampfe so beeinflußt wird, daß er das Ventil öffnet und schließt.

Auf den Wert der selbsttätigen Regelung des Wasserstandes in Dampfkesseln wurde an dieser Stelle schon so oft hingewiesen, daß es wohl nicht nötig ist darauf nochmals einzugehen. Dagegen dürfte es vielleicht manchen interessieren zu hören, daß außer den an dieser Stelle schon beschriebenen Apparaten, auch von Rasmussen & Ernst in Chemnitz i. S. eine derartige Einrichtung geschaffen wurde.

Deren Regler ist in Fig. 10, Skz. 2 in Verbindung mit einem Rückleiter dargestellt, durch den das dampfheiße Kondenswasser aus Dampfheizungen oder Apparaten direkt in den Kessel geleitet wird.

Die Wirkungsweise des Speisewasserreglers ist ungefähr die folgende: An einem, das Speiseventil a, Fig. 10 u. 11 betätigenden Hebel, befindet sich an dem einen Ende ein geschlossener Behälter b; an dem anderen Ende des Hebels sitzt ein Gegengewicht. Der Behälter steht mit dem Kessel durch zwei federnde Rohre c in Verbindung. Der Anschluß dieser Rohre kann in der verschiedenartigsten Weise erfolgen, z. B. wie das Fig. 10, Skz. 2 zeigt, durch Einhängen der Rohre in einen besonderen Stutzen, oder nach Fig. 11 durch Einschalten von Flanschenstücken zwischen Wasserstandskörper und Kessel.

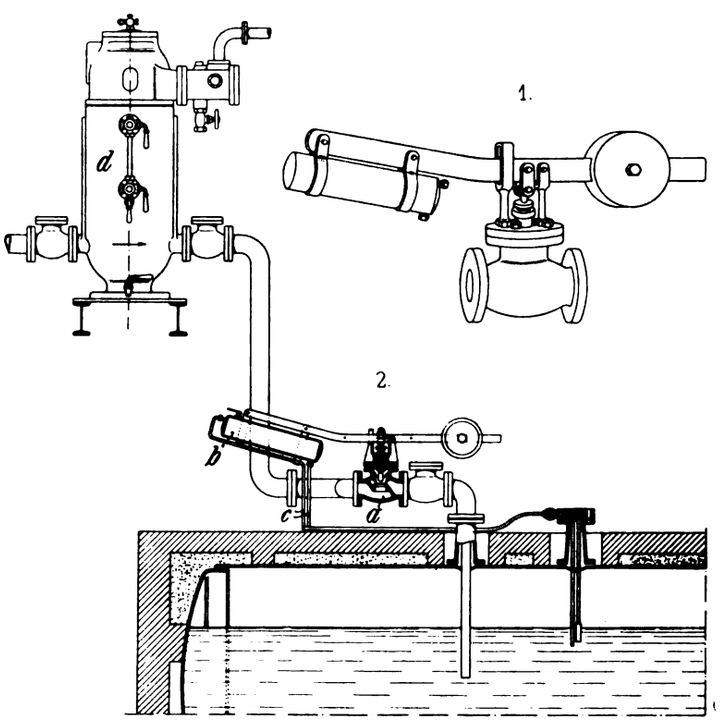


Fig. 10. Z. A.: Ein Beitrag zum Kapitel der selbsttätigen Regelung des Wasserstandes in Dampfkesseln.

Im leeren Zustande ist nun das Gefäß b leichter als das Gegengewicht, so daß es von diesem hochgezogen wird. Ist der Kessel im Betrieb, steht er also unter Dampfspannung, so entsteht, wenn durch die Speisung der Wasserspiegel hoch genug steigt, um die Eintauchleitung zu schließen, eine Luftleere im Behälter. Infolgedessen saugt sich dieser voll Wasser. Dadurch aber wird er so schwer, daß er das Gegengewicht überwindet und somit das Speiseventil a schließt. Die Wasserzuführung erscheint jetzt unterbrochen.

Sinkt später der Wasserstand im Kessel wieder, und wird das untere Ende des Eintauchrohres frei, so tritt ein Druck-Ausgleich ein, und das Wasser aus dem Behälter b läuft in den Kessel zurück. Damit aber erhält das Gegengewicht wieder die Oberhand, hebt den Behälter wieder an und öffnet so das Speiseventil. Die Wasserzufuhr beginnt jetzt von neuem.

Mit speziellem Bezug auf die Abbildungen Fig. 10, Skz. 2 und Fig. 11 wäre im Anschluß an das Vorstehende noch zu erwähnen, daß Fig. 10, Skz. 2 den Apparat in der Stellung wiedergibt, wo die Speisung gerade beendet, der Wasserstandsregler also geschlossen ist. Fig. 11 zeigt die Einrichtung in der Stellung bei geschlossenem Wasserstandsregler.

Der oben erwähnte Kondenswasserrückleiter ist nach Bauart Maurer konstruiert und soll das bis 160° heiße Kondenswasser ohne Verlust selbsttätig in den Dampfkessel zurückführen oder nach einem höher gelegenen Verwendungsort drücken.

Durch die selbsttätige Rückleitung des dampfheißen und bekanntlich auch kesselsteinfreien Kondenswassers werden der Betriebsanlage bedeutende Wärmemengen, die sonst nutzlos verloren gehen würden, erhalten. Ebenso wird die Gefahr einer Kesselsteinbildung zum mindesten abgeschwächt. Man hat also eine zweifache Ersparnis an Brennstoff, das eine Mal durch Wiedergewinnung der im Kondenswasser enthaltenen Wärme, das andere Mal durch Wegfall der Kesselsteinbildung. Daß durch Wegfall der letzteren der Kessel selbst auch geschont wird, bedarf keines besonderen Hinweises.

Neuere Dampferzeuger.

Von **F. Wilcke** in **Leipzig.**

Mit Tafel 7.

II. Die Konstruktionen der Babcock & Wilcox Dampfkessel-Werke A.-G.

Zu denjenigen Kesselsystemen, die schon im Augenblick ihrer Einführung in die Praxis allgemeiner Beachtung sich erfreuten, gehört der alte Babcock & Wilcox-Kessel, eine, wie schon der Name sagt, amerikanische Konstruktion. Daß aber die diesen Kessel ausführenden Werke auf den einmal gepflückten Lorbeeren nicht ausgeruht, sondern ihren Typ den heutigen höchsten Anforderungen entsprechend weiter entwickelt haben, soll, in Verbindung mit den Zeichnungen auf Tafel 7, im Nachstehenden bewiesen werden.

Im **Original** besteht der Babcock & Wilcox-Kessel im wesentlichen aus einer Anzahl geneigt liegender schmiedeeisener Rohre, die an beiden Enden in schlangenförmige schmiedeeisene Sektionen (vgl. Fig. 7, 8, 10 auf Tafel 7) oder Wasserkammern eingewalzt und mittels dieser mit dem zylindrischen Oberkessel verbunden sind. Jede Sektion bildet also mit ihren Rohren einen Wasserraum für sich, so daß der ganze Wasserinhalt des Kessels in viele kleine Ströme zerteilt ist und daher durch die das Rohrsystem in senkrechter Richtung bestreichenden Feuergase schnell auf eine hohe Temperatur gebracht wird.

Die Rohre und Sektionskammern werden vor dem Versand einem Probedruck von 50 bezw. 30 at. unterworfen.

Je nach der Größe des Kessels werden ein bis drei Oberkessel vorgesehen. Die hinteren Sektionskammern sind mittels kurzer Rohrstutzen mit einem Schlammsammler verbunden, in dem sich die im Speisewasser enthaltenen Kesselstein und Schlamm bildenden Bestandteile infolge ihres spezifischen Gewichts absondern. Durch eine Abschlämmvorrichtung können solche Absonderungen

jederzeit leicht entfernt werden. Der Kessel ist durch Stahlbänder an schmiedeeisene Querträger, die auf schmiedeeisenen Säulen ruhen, aufgehängt, so daß er sich nach allen Richtungen hin ausdehnen kann, ohne seine Einmauerung zu beschädigen.

Der Überhitzer ist zwischen Rohrsystem und Oberkessel untergebracht und kann so groß vorgesehen werden, daß Dampftemperaturen bis zu 45 ° C erzielt werden können.

Die Flammenführung erfolgt vertikal, verhindert starke Flugaschenansammlungen und dadurch Hitzestauungen und bringt die Gase mit der gesamten Heizfläche in innige Berührung, so daß diese mit niedriger Temperatur in den Schornstein treten. Rußablagerungen auf den Röhren können jederzeit mittels einer Rußabblasvorrichtung durch die seitlich angeordneten Reinigungsöffnungen beseitigt werden, so daß stets mit reiner Heizfläche gearbeitet werden kann. Außerdem sind Einsteigöffnungen in genügender Anzahl und Größe vorgesehen, so daß auch ein inneres Befahren des Kessels kaum Schwierigkeiten macht. Als Feuerung kann man für den Babcock & Wilcox-Kessel solche jedes Systems wählen. Ketten- und Wanderroste, Treppen- und Schrägrostfeuerungen arbeiten unter diesem Kessel — nota bene wenn sie richtig angelegt sind — gleich gut. Aber auch für Beheizung mit abziehenden Gasen von Hochöfen und Brennöfen wurde der Babcock & Wilcox-Kessel, wie dem Schreiber dieses bekannt, schon angewandt.

Die Zirkulation im B. & W.-Kessel ist infolge seiner sektionalen Anordnung und der richtigen Bemessung der Querschnitte zufolge günstig; sie findet ununterbrochen in ein und derselben Richtung statt, so daß Gegenströmungen nicht auftreten können. Dies macht denn auch die verhältnismäßig hohe Dampferzeugungsfähigkeit und Wirtschaftlichkeit des B. & W.-Kessels erklärlich.

Um den Wünschen der Abnehmer nach einem einfacheren und billigeren Wasserrohrkessel nachkommen zu können, hat das genannte Werk neben seinem Sektionskammerkessel auch die Herstellung des **Stirlingkessels** (D. R. P.) aufgenommen.

Seine, soweit dem Schreiber dieses erinnerlich, fast zwanzigjährige Bewährung in der Praxis und seine große Verbreitung in allen Industrie-Zweigen haben diesen Kessel zu einem sehr beliebten gemacht. Der Stirlingkessel ist hauptsächlich in Amerika eingeführt und auch in Deutschland in den letzten Jahren in größerem Umfange zur Aufstellung gekommen. Er besteht in der Regel aus drei Oberkesseln a (vgl. Fig. 4 auf Tafel 7) die durch fast gerade und an den Enden im Interesse einer guten Kompensation ganz leicht auf gleichen Radius gebogene, schmiedeeisene, nahtlosen Rohre b von 83 mm äußeren Durchmesser mit einem Unterkessel a oder Schlammsammler verbunden werden. Durch große Mannlöcher in den Unter- und Oberkesseln, viele Einsteigtüren an den Seiten des Kessels, ist für ein leichtes Befahren des Kesselinneren gesorgt. Der ganze Kessel hängt an einem schmiedeeisenen Gerüst, unabhängig vom Mauerwerk und kann sich daher ungehindert ausdehnen, ohne Beschädigungen an der Einmauerung herbeizuführen.

Auch der Unterkessel kommt nicht in Berührung mit dem Mauerwerk, sondern hängt frei an den Rohren, so daß er den Ausdehnungsbestrebungen des Rohrsystems folgen kann. Wertvoll ist noch der Umstand, daß man im Stirlingkessel recht große Rostflächen unterbringen kann. Aber auch mit den Gasen von Brenn- und Hochöfen ist der Stirlingkessel mit Erfolg bereits beheizt worden.

Die Speisung erfolgt beim Stirlingkessel in den hinteren Oberkessel, dessen Wasserraum mit den übrigen Oberkesseln nicht verbunden ist. Das Speisewasser fällt durch die hintere, in einer niedrigen Gastemperatur liegende, Rohrgruppe in den Unterkessel und sondert auf diesem Wege seine Kesselstein bildenden Bestandteile als Schlamm in dem als Schlammsammler dienenden und mit einer patentierten Schlammfangvorrichtung versehenen Unterkessel ab. Infolge der hohen Gastemperatur in der ersten Rohrgruppe erfolgt in dieser einer starke Aufwärtsbewegung des gereinigten Speisewassers nach dem vorderen Oberkessel. Dort sondert sich der erzeugte Dampf vom Wasser ab und gelangt durch die oberen Verbindungsrohre zum mittleren Oberkessel. Aus diesem wird der Dampf entnommen, während das Wasser durch die unteren Verbindungsrohre in den mittleren Oberkessel und durch dessen Rohrsystem nach dem Unterkessel strömt und diesen Kreislauf bis zur Verdampfung beibehält. Die Hauptbedingung für einen vollkommenen Wasserumlauf, nämlich die Gleichmäßigkeit in der Wasserbewegung, ist also beim Stirlingkessel durch die eigenartige Anordnung seiner drei Rohrgruppen — man darf es dreist behaupten — in weitem Maße erfüllt.

Einen weiteren Vorteil besitzt der Stirlingkessel in seiner elastischen Bauart, die Schäden und Undichtheiten infolge ungleichmäßiger Ausdehnung der einzelnen Teile des Kessels unmöglich macht. Insbesondere werden die Rohre beim Stirlingkessel, selbst bei stärkster Beanspruchung, sich nicht so leicht verziehen und an den Einwalzstellen undicht werden, wie bei einigen anderen älteren Steilrohrkesseln; ihre schwache Biegung nimmt eben alle durch ungleiche Temperaturen herbeigeführten Spannungen und Ausdehnungen auf.

Eine Reinigung der Stirlingkesselrohre von Kesselstein ist infolge der besonderen Konstruktion des Kessels nachweislich nur selten erforderlich. Es scheiden sich ja eben die Kesselsteinbildner des Speisewassers im hinteren Rohrsystem aus und lagern sich im Schlammsammler ab, von wo sie nach Bedarf abgelassen werden können. Die Reinigung der Rohre läßt sich mittels eines sogenanten Turbinenrohrreinigers wie ihn die Fig. 5 u. 6 auf der Tafel zeigen, ebenso leicht und schnell durchführen wie die eines Steilrohrkessels mit ganz geraden Rohren. Desgleichen ist die Auswechslung beschädigter Rohre, leicht möglich, da der Raum zwischen den einzelnen Rohrreihen groß genug ist, um nach jeder Stelle hin Rohre einführen zu können. Durch seine vier Zylinderkessel gewährleistet der Stirlingkessel endlich auch einen großen Dampf- und Wasserraum, während seine Heizfläche so untergebracht ist, daß er zur Aufstellung nicht nur einen verhältnismäßig geringen Raum beansprucht, sondern auch in den größten Aggregaten gebaut werden kann.

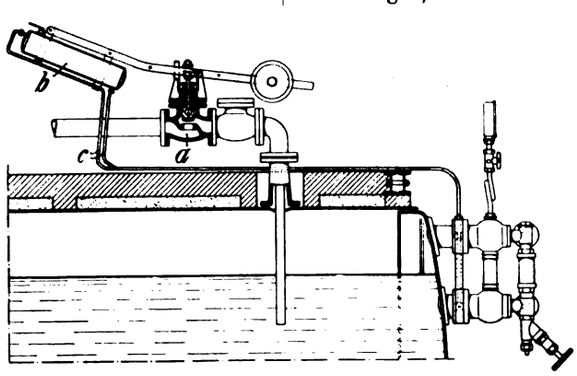


Fig. 11. Z. A.: Ein Beitrag zum Kapitel der selbsttätigen Regelung des Wasserstandes in Dampfkesseln.

Oben wurde schon darauf hingewiesen, daß auf dem Wege, den das Speisewasser im Stirlingkessel nehmen muß, Kesselsteinbildner in der hinteren, in einer mäßigen Wärmezone liegenden Rohrpartie ausgeschieden und im Unterkessel als Schlamm niedergeschlagen werden. Begünstigt wird dieser Prozeß durch die patentierte Schlammfangvorrichtung im Unterkessel. Es kommt also das Speisewasser in so erheblich vorgereinigtem Zustande in die vordere exponierte Rohrgruppe, daß schon ein sehr hartes Wasser verwendet werden muß, wenn sich noch nenneswerter Kesselsteinansatz in diesen vorderen Gruppen bilden soll. Nun hat man sich aber seit der allgemeinen Verwendung von Wasserrohrkesseln mehr und mehr daran gewöhnt, mit der Kesselanlage auch gleichzeitig einen Wasserreiniger zu beschaffen, demnach darf das Durchschnittsspeisewasser, das heute in einem einigermaßen zeitgemäßen Betriebe gebraucht wird, als nahezu kesselsteinfrei bezeichnet werden; ganz abgesehen davon, daß Dampfturbinenbetriebe zum großen Teil Kondenswasser speisen, das bekanntlich überhaupt die Kesselsteinbildung ausschließt. Es darf daher als nahezu ausgeschlossen gelten, daß im allgemeinen in den vorderen und mittleren Rohrgruppen des Stirlingkessels nennenswerte Kesselsteinablagerungen erfolgen. Es kann ferner gesagt werden, daß selbst in der hinteren Rohrgruppe, die das Speisewasser zunächst erhält, Kesselsteinablagerungen nur in geringem Umfange möglich sind. Die Gastemperaturen, die diese Rohrbündel umspülen, sind eben zu abgekühlt, um die Kesselsteinbildner zu glashartem Kesselstein zusammenbacken und an den Rohrwandungen festbrennen zu können. Es wird sich also auch in den hinteren Rohren nur ein leichter und verhältnismäßig weicher Niederschlag bilden, dessen Beseitigung heute, wo man mittels der Turbinenrohrreiniger dem stärksten und härtesten Kesselstein mit Erfolg zu Leibe rückt, selbstverständlich durchaus keine Schwierigkeiten bietet — die man sich übrigens ruhig zu

einem passenden Zeitpunkte aufsparen kann — da die niedrigen Gastemperaturen dieser hinteren Rohrgruppe Beschädigungen an den Rohren infolge dieser Ablagerungen ausschließen.

Geht schon hieraus hervor, wie wenig stichhaltig die vielfach verbreitete Anschauung ist, die gebogenen Röhren beim Stirlingkessel hätten gegenüber den geraden Röhren anderer Steilrohrkessel den Nachteil, daß sie schwerer zu reinigen seien, so ergibt sich das Absurde dieser Behauptung erst recht, wenn berücksichtigt wird, daß die Reinigung der Kesselrohre bei Steilrohrkesseln überhaupt nur durch Turbinenrohrreiniger möglich ist. Nun weiß aber auch jeder, der sich schon einmal die Arbeitsweise eines Turbinenrohrreinigers angesehen hat, daß dieser Apparat in Rohre, wie sie der Stirlingkessel besitzt, genau so leicht und so schnell eingeführt werden kann, wie in ein gerades Rohr anderer Steilrohrkessel; ebenso, daß der Apparat in einem Stirlingkesselrohr, das ja nur an den Enden eine leichte Biegung hat, im übrigen aber gerade ist, genau so leicht und so schnell arbeitet, wie in einem geraden Rohr. Wenn also behauptet wird, ein Steilrohrkessel mit geraden Rohren könne schneller und leichter gereinigt werden als einer der hier beschriebenen Kessel gleicher Größe, so ist diese Behauptung eben unrichtig. — Dies als Nachtrag. —

Der dritte und neueste Typ, der Babcock & Wilcox-**Hochleistungskessel**, Fig. 1 u. 2 Tafel 7, ist dort am Platze, wo es gilt, auf kleiner Grundfläche die größtmöglichste Heizfläche unterzubringen. Er hat daher vor allem in den Kriegs- und Handels-Marinen der verschiedenen Großstaaten eine gewisse, von Jahr zu Jahr steigende Verbreitung gefunden. Mit der Einführung der raumsparenden Dampfturbine setzte indessen das Bestreben ein, auch den Platzbedarf der ortsfesten Dampfkesselanlage an Land dem des Turbinenbetriebes anzupassen, und damit war für den Babcock & Wilcox-Hochleistungskessel die Zeit gekommen, sich auch auf dem Lande zu verbreiten. Er ist, wie mir bekannt, bisher namentlich in den von unseren großen Elektrizitätsunternehmungen errichteten Zentralen zur Aufstellung gekommen.

Der B. & W.-Hochleistungskessel besteht wie der B. & W.-Normalkessel aus einer Anzahl mittels schmiedeeisenen Sektionskammern verbundener nahtloser Siederohre, die indessen nach hinten aufsteigen, so daß die Wasserbewegung und die Führung der Heizgase in entgegengesetzter Richtung wie beim Normalkessel erfolgt. Die vorderen Sektionskammern a münden in einen querliegenden Oberkessel b, über dem in der Regel noch ein Dampfsammler c angeordnet ist; unten sind sie mit einem Schlammsammler versehen.

Die hinteren Sektionskammern a_1 sind oben durch Rücklaufrohre b_1 mit dem Oberkessel verbunden. Zwischen diesen Rücklaufrohren und dem Rohrsystem ist der Überhitzer e angeordnet.

Die Feuerung beim Hochleistungskessel, für welche mit wenigen Ausnahmen Ketten- oder Wanderroste verwendet werden, befindet sich mit ihrer ganzen Rostfläche unmittelbar unter dem Rohrsystem. Dessen zwei unterste Rohrreihen werden also auf direktem Wege von der ersten Feuerglut getroffen, wodurch das Maximum des Wärmeüberganges entsteht, weil diese Rohrreihen etwa 20% der Gesamtfläche ausmachen. Weiter wird auch durch Anlegung von Trichtern f f_1 unter dem Roste Sorge getragen, daß durchfallende Kohle (f) und Asche (f_1) getrennt voneinander aufgefangen werden.

Der B. & W.-Hochleistungskessel wird weiter in der Regel an Stelle der Einmauerung mit einer schmiedeeisenen Ummantelung versehen, die durch ein besonderes Isolierungsmaterial geschützt ist. Diese Ummantelung wirkt nicht nur raumsparend, sondern hat vor allem den Zweck, Wärmeverluste durch Ausstrahlung, Undichtheiten des Mauerwerkes usw., wie sie beim eingemauerten Kessel nicht zu vermeiden sind, auf ein Minimum herabzumindern. Auch ist eine schmiedeeisene Umhüllung weniger empfindlich gegen Überlastungen, die ein Hochleistungskessel zeitweise auszuhalten hat, während das Mauerwerk in solchen Fällen leicht Risse bekommt. Die Flugaschenbeseitigung ist beim Hochleistungskessel genau so leicht während des Betriebes möglich, wie beim normalen Kessel. Da sich ferner die schmiedeeiserne Ummantelung ganz oder teilweise abschrauben läßt, kann der Kessel leicht befahren werden, so daß eine häufige innere Untersuchung möglich ist, ohne daß ein kostspieligen Freilegen des Mauerwerks nötig wird. Da der Kessel auch hinten leicht beobachtet und befahren werden kann, ist insbesondere eine gute Kontrolle der Feuerung möglich, wodurch manche Beschädigungen rechtzeitig verhindert werden. Es sind deshalb auch Reparaturen an solchen Hochleistungskesseln selbst bei forziertem Dauerbetriebe bisher nur selten erforderlich gewesen.

Wohl nur wenige gleichartige Kesselsysteme gestatten eine so große Rost- und Heizfläche auf, sowohl in der Grundfläche als auch in der Höhe, beschränktem Raum unterbringen, wie der Hochleistungskessel. Es ist dies nicht nur für Städte mit teuren Grundpreisen und Arbeitslöhnen von Bedeutung, sondern auch für solche Dampfkesselbesitzer, die zur Vergrößerung ihres Dampfbetriebes gezwungen sind, hierfür in ihrem Kesselhause aber nur einen beschränkten Platz zur Verfügung haben und sich die Kosten für ein neues Kesselhaus gern ersparen möchten.

Die Konstruktion des Hochleistungskessels läßt eben eine Anpassung an alle Raumverhältnisse zu.

Daß der B. & W.-Hochleistungskessel in seiner Dampfleistung und Nutzwirkung zu den besten der neueren Hochleistungskessel gehört, haben zahlreiche amtliche Versuche ergeben. Selbst bei Dauerleistungen von 40 kg Dampf pro qm Heizfläche und Stunde und darüber ist die Ausnutzung des Brennmaterials noch günstig gewesen. Ja vorübergehend waren sogar Dampfleistungen von 60 kg Dampf pro qm Heizfläche und Stunde möglich.

Nachstehend ein kurzer Auszug aus den Protokollen über eine Anzahl derartige Versuche unter gleichzeitiger Angabe derjenigen Personen bzw. Firmen die ebenjene Versuche durchgeführt haben. Vorher sei jedoch noch darauf hingewiesen, daß der Kessel auch mit einem Speisewasser-Vorwärmer d unmittelbar zusammengebaut werden kann, zu dessen Beheizung die Abgase der Kesselanlage dienen. Dieser Vorwärmer besteht dann wieder aus der vorderen und hinteren Kammer, sowie dem Rohrsystem. Zur besseren Leitung der Heizgase sind zwischen die Rohre Leitbleche eingebaut.

Daß die Rohrleitungsanlage des Kessels so eingerichtet ist, daß man ganz nach Belieben nur heißen, nur satten, oder auch gemischten Dampf entnehmen kann versteht sich von selbst. Ebenso, daß alle für die Bedienung des Kessels wichtigen Organe vom Stande des Heizers zu bedienen sind.

Da die konstruktive Ausführung des Wanderrostes im vorliegenden Falle Nebensache ist, so soll auf sie nicht weiter eingegangen werden.

Tabelle (Auszug) über Versuche mit B. & W.-Hochleistungskesseln:

Versuchsleiter		Isarwerke G. m. b. H. München. Prof. Dr. Schröter der Kgl. Techn. Hochschule zu München		Elektrizitätswerk Südwest Berlin-Wilmersdorf Dampfkessel-Revisionsverein Berlin			Kraftübertragungswerke Rheinfelden Centr. Wyhlen Bad. Gesellsch. zur Überw. von Dampfkesseln		Märkisches Elektrizitätswerk Heegermühle b. Eberswalde A. E. G. Berlin	
Datum des Versuches		2. Juni 1907	3. Juni 1907	16.Fbr. 1909	17.Fbr. 1909	18.Fbr. 1909	22.Fbr. 1910	23.Fbr. 1910	2. Mai 1910	3. Mai 1910
Dauer des Versuches	Std.	8,2	3	7,33	8	7	8	8	6,73	6,15
Heizfläche des Kessels	qm	2×370	2×370	450	450	450	352	352	410	410
Heizfläche des Überhitzers	qm	2×102	2×102	145,6	145,6	145,6	110,4	110,4	135	135
Rostfläche	qm	2×11,26	2×11,26	14,8	14,8	14,8	11,26	11,26	14,8	14,8
Dampfspannung	at.	12,44	13,1	12,05	11,90	12,30	12,6	12,5	14,7	14,75
Temperatur des Speisewassers	°C	22,8	24,1	11,6	12,9	9,2	28,9	25,35	18,2	20,8
Temperatur des überhitzten Dampfes	°C	296,9	303,5	331	316	300	304	320	306,3	316
Kohlensäure der Rauchgase	%	12	13,5	11,50	11,04	11,86	12,90	14	12,78	15
Heizwert der Kohlen	Kalorien	6050	6050	6112	5947	5923	7478	7510	6600	6720
Verdampftes Wasser pro qm u. Stunde (Normaldampf)	kg	26,3	31,3	39,75	32,18	31,42	26,99	37,57	33,97	41,85
Nutzeffekt der Kesselanlage	%	81 ohne Ekonomiser	81,5 ohne Ekonomiser	80,32 mit Ekon.	85,9 mit Ekon.	82,5 mit Ekon.	86,26 mit Ekon.	84,53 mit Ekon.	83,5 mit Ekon.	80 mit Ekon.

Umlaufversuche an einem Dampfkessel.

Mit Abbildung, Fig. 12.

Zusammenfassung. Die Versuche zeitigten eine neue interessante Tabelle des Wärmeumlaufs, deren Studium nur zu empfehlen ist.

Am 31. März ds. Js. wurde in Framingham, Mass., in der Abwasser-Pumpstation mit einem Robb-Brady-Dampfkessel ein Umlaufversuch gemacht, der wohl das allgemeine Interesse in Anspruch nehmen dürfte.

Man versah den Kessel, über dessen Konstruktion die Abbildung, Fig. 12 Auskunft gibt, an den in ebenjener Skizze angedeuten Stellen mit Thermometern, und zwar kamen im ganzen vier solche, in der Abbildung mit 1 bis 4 bezeichnet, zur Anwendung.

Bei Beginn des Betriebes enthielt der Kessel 80° F. heißes Wasser. Nach dem Anstellen der Feuerung wurden aller fünf Minuten Temperaturmessungen an den Stellen 1 bis 4 vorgenommen. Die Resultate dieser Messungen gibt nachstehende Tabelle. Eine weitere Erklärung dazu erübrigt sich. Es sei nur noch darauf hingewiesen, daß der Kessel nach Mitteilung von „Iron Age" für eine Dampfleistung von 50 PS berechnet war.

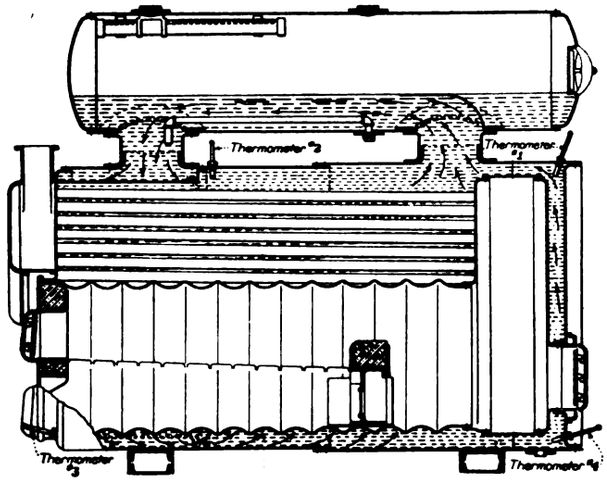


Fig. 12. Z. A.: Umlaufversuche an einem Dampfkessel.

Zeit	Thermometer Grad F. Nr. 1	Nr. 2	Nr. 3	Nr. 4	Zeit	Thermometer Grad F. Nr. 1	Nr. 2	Nr. 3	Nr. 4
3:40	114	112	80	82	4:25	244	242	234	230
3:45	126	124	80	82	4:30	258	260	252	248
3:50	138	140	80	83	4:35	276	278	268	270
3:55	150	150	81	84	4:40	292	292	292	290
4:00	170	170	82	86	4:45	310	308	306	310
4:05	194	190	84	87	4:50	328	330	328	328
4:10	210	210	98	90	4:55	330	330	328	330
4:15	226	224	210	136	5:00	327	328	327	327
4:20	231	230	226	180					

Der Wärmebedarf von Trockenanlagen.

Von Ingenieur **Paul Kochte** in **Beuthen.**

Zusammenfassung. An Hand eines Beispieles, als welches die Kanaltrocknungsanlage einer Pappenfabrik gewählt wurde, wird der Wert der Abdampfausnutzung gezeigt. Zunächst ist Auspuff, dann Lokomobilbetrieb mit Kondensation angenommen und schließlich ist vorausgesetzt, daß die erforderliche Luft durch direkten Dampf erwärmt wird. Eine Wärmeberechnung schließt die Abhandlung ab.

Unter den Interessenten für Trockenanlagen hat sich endlich die Erkenntnis der Wichtigkeit der Abdampfverwertung für dieselben fast allgemein Bahn gebrochen. Gleichzeitig aber werden an die Fabrikanten derartiger Anlagen noch recht vielfach fast unerfüllbare Forderungen gestellt, für die die Vorbedingungen gar nicht vorhanden sind. Ohne Rücksicht auf die geforderte Trockenleistung soll die meist bedeutend wechselnde Abdampfmenge ausreichen. Im Interesse beide Teile befriedigender Geschäftsabwickelung sollten daher Besitzer von derartigen Trockenanlagen oder zum mindesten deren Betriebsbeamte in der Lage sein, selbst in großen Zügen zu berechnen, welchen Wärmebedarf eine bestimmte Trockenleistung voraussetzt und inwieweit der zur Verfügung stehende Abdampf genügt, um denselben zu decken. Diesen Beamten würde es dann viel leichter sein, selbst im Laufe längeren Betriebes etwa auftretenden Unregelmäßigkeiten im Trockenvorgang auf die Spur zu kommen und in kurzer Zeit Abhilfe zu schaffen. Denn wenn das übliche Garantiejahr verstrichen ist, ändert kein Fabrikant kostenlos an von ihm vor Jahren gelieferten Anlagen herum.

Nachstehender Berechnungsgang möchte daher auf Beachtung Anspruch erheben.

Als Beispiel ist eine Trockenanlage für Pappenbogen gewählt. Die Berechnung läßt sich sinngemäß auch für Fabrikate anderer Industrien, z. B. für Textilgewebe, Holz, Leder usw., anwenden. Eine Kanaltrockenanlage wurde deshalb gewählt, weil solche in neuerer Zeit fast allgemein dort angewendet werden, wo beste Wärmeausnützung zur Bedingung gemacht wird. Da nun auch, wenn auch seltener, Trockenanlagen zur Beheizung mit durch Frischdampf erwärmter Luft ausgeführt werden, wo z. B. der Abdampf schon zu anderen Zwecken, wie zur Erwärmung großer Mengen von Fabrikationswasser (Färbereien, Brauereien usw.) fast vollständig aufgebraucht wird, ist der Rechnungsgang:

a) für Verwendung von Abdampf von Auspuffmaschinen,
b) „ „ „ „ „ Kondensationsmaschinen,
c) „ „ „ Frischdampf

durchgeführt.

Vielfach ist noch die Ansicht vertreten, daß man den Abdampf der Kondensationsmaschinen nicht mehr ausnützen könne, weil er ja zum Kondensator ströme. Dieser irrigen Ansicht sei hier entschieden entgegengetreten. Es ist nicht nötig, die Wärme des Abdampfes im üblichen Kondensator auf das Einspritzwasser zu übertragen und dann im Ausgußwasser unter Kraftaufwand abzuführen, es entweder, wenn Wasser genügend vorhanden ist, weglaufen zu lassen oder in teuern Rückkühlanlagen wieder auf so niedrige Temperatur zu bringen, daß es von neuem als Einspritzwasser verwendet werden kann. Die Luftpumpe der Kondensationsanlage hat, wie ja auch schon der Name sagt, die im Abdampf und eingeführten Kühlwasser enthaltene Luft möglichst vollkommen abzusaugen und so vor dem Kolben der Dampfmaschine (bei Mehrzylindermaschinen der Niederdruckzylinder) einen Unterdruck zu schaffen, der der Maschine den Ausstoß des verbrauchten Abdampfes abnimmt und den treibenden Frischdampf unterstützt. Die Niederschlagsarbeit wird im Kondensator geleistet, der der Luftpumpe vorgeschaltet ist. Es ist durchaus nicht nötig, daß der Abdampf gerade durch Wasser niedergeschlagen wird. Man kann auch durch andere Medien, z. B. Luft, den Abdampf kondensieren und die dabei frei werdende Wärmemenge mit dieser Luft abführen. Selbstverständlich muß man hierzu Oberflächen-Kondensatoren, sogenannte Luftkondensatoren, verwenden, in denen das Niederschlagsmittel mit dem Dampf nicht in direkte Berührung kommt. Diese Oberflächenkondensatoren würden also an Stelle der Einspritzkondeusatoren zu treten haben, wenn der Abdampf in jedem Falle vollkommen durch Luft kondensiert werden kann. Für Trockenanlagen, deren Wärmebedarf meist nicht voll der verfügbaren Abdampfwärme entspricht, wird man in der Regel vor dem Einspritzkondensator einen Luftkondensator einschalten, welcher alsdann mit dem Einspritzkondensator derart gemeinsam arbeitet, daß letzterer den Regulator der ganzen Kondensationsanlage darstellt, weil der Wärmebedarf von Trockenanlagen auch je nach der Beanspruchung derselben meist mehr oder weniger stark wechselt. Er ist selbstredend im Winter ein höherer als im Sommer bei gleicher Trockenleistung. Im Sommer wird man also mehr Einspritzwasser anzustellen haben als im Winter.

Beispiel:

Eine Pappenfabrik fabriziert in 24 Stunden bei ununterbrochenem Betrieb ∼ 3000 kg Pappen in Bogenform, trocken gewogen. Dieselben haben nach dem Pressen noch einen Wassergehalt von ∼ 60 %. Als Dampfkraft arbeitet mit wechselnder Beanspruchung eine Lokomobile mit Kondensation. Die Maximalbeanspruchung derselben ist 200 PS_i bei einem Dampfverbrauch von 5,2 kg/PS_i/Std. und einen mittleren Vacuum von 67 cm. Bei gutem Betriebswasser geht die Beanspruchung der Lokomobile

bis auf 60 PS_i zurück. Bei Auspuff beträgt der Dampfverbrauch pro PS_i/Std. 7,1 kg. Das Speisewasser wird durch den Abdampf erwärmt.

Lösung:

Um im Abdampf genügend Wärme für Trockenanlage und Speisewasservorwärmer zu haben, wird die Lokomobile je nach ihrer Belastung entweder mit Kondensation oder Auspuff arbeiten.

Für Speisewasservorwärmung werden folgende Wärmemengen gebraucht:

a) Die Anlage arbeitet mit Auspuff bei einer Lokomobilbelastung von 60 bis 70 PS_i.

Die Wärmemenge, die das Speisewasser erfordert, ist für 70 PS_i zu berechnen.

Temperatur des Brunnenwassers . . . . $t_1 = +10\,^0$ C i. M.
Erreichbare Speisewassertemperatur in einem richtig bemessenen Gegenstromvorwärmer $t_2 = +95\,^0$ C.
Erforderliche Wassermenge . . . . . $Q = 70 \cdot 7{,}1 = 4971 = \sim 500$ l/Std.

Dafür berechnet sich die Wärmemenge W aus der Formel:

$$W = Q \cdot 1{,}1\,[t_2 - t_1] \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 1.$$

Mit der Zahl 1,1 trägt man der Vorkondensation des Abdampfes in der Zuleitung zum Vorwärmer Rechnung, weil durch dieses Kondensat ein Teil der Vorwärmerheizfläche unwirksam gemacht wird.

Mit den bereits bekannten Werten ist:

$$W = 500 \cdot 1{,}1\,[95 - 10]$$

oder

$$W = \sim 47000 \text{ WE.}$$

In 1 kg Abdampf einer Auspuffmaschine sind ~ 550 WE ausnützbar enthalten, obengenannte Wärmemenge entspricht also: $\frac{47000}{550} = \sim 86$ kg Abdampf/Std.

Die Lokomobile liefert bei 70 $PS_i = 70 \cdot 7{,}1 = \sim 500$ kg Abdampf, so daß für die Trockenanlage noch ~ 414 kg Abdampf/Std. übrig bleiben. Für Kondensationsverluste im Abdampfentöler, der notwendigerweise zwecks Reinhaltung der Heizflächen von Vorwärmer und Luftkondensator vorgesehen werden muß, seien ~ 14 kg/Std. abgesetzt, so daß für die Trockenanlage mit ~ 400 kg Abdampf/Std. zu rechnen wäre.

Für die Berechnung des Wärmebedarfs der Trockenanlage sind nachfolgende Werte festzustellen; es sind stets Mittelwerte angenommen:

$t_0 = +10\,^0$ C = Temperatur der angesaugten zu erwärmenden Luft.

$t_3 = +10\,^0$ C = Temperatur des eingebrachten Trockengutes, hier der Pappen.

$t_4 = +75\,^0$ C = Temperatur, auf welche durch Auspuffdampf die Trocknungsluft zu erwärmen ist.

$t_5 = +25\,^0$ C = Temperatur der abgehenden mit Wasser gesättigten Luft, nachdem dieselbe das Trockengut durchströmt hat.

$t_6 = +70\,^0$ C = Eintrittstemperatur der Luft in die Trockenanlage.

$t_7 = \frac{t_5 + t_6}{2} = \frac{25 + 70}{2} = 47{,}5\,^0$ C mittlere Trockenkanal-Temperatur.

G_n = Gewicht des nassen Trockengutes mit 60 % Wassergehalt:

$G_n = 3000 + 0{,}6\,G_n$; $G_n = \frac{3000}{1 - 0{,}6} = \sim 7500$ kg.

G_t = Gewicht des trockenen Gutes, hier = 3000 kg.

G_w = Wassergehalt der Tagesproduktion von 3000 kg trocken, = 7500 — 3000 = 4500 kg. Wasser.

Die für die Trocknung erforderliche Wärmemenge setzt sich zusammen aus:

1. W_1 = Wärmemenge/Std. zur Erwärmung des Trockengutes und des darin enthaltenen Wassers auf die Verdunstungstemperatur:

$$W_1 = \frac{G_t}{z}\,[c_p\,(t_7 - t_3)] + \frac{G_w}{z}\,[c_w\,(t_7 - t_3)] \quad . \quad . \quad . \quad 2.$$

Darin ist:

z = die Anzahl der täglichen Betriebsstunden, hier $z = 24$.

c_p = die spezifische Wärme des Trockengutes, d. h. die Wärmemenge, welche erforderlich ist, um dasselbe um 1 ° C zu erwärmen; c_p für Pappen = 0,8.

c_w = spezifische Wärme des Wassers = ~ 1.

Nach Zusammenfassung gleicher Werte schreibt sich die Formel für W_1 einfacher:

$$W_1 = \frac{t_7 - t_3}{z}\,[G_t \cdot c_p + G_w \cdot c_w] \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 2\,a.$$

Mit Einsetzung der bekannten Werte ist:

$$W_1 = \frac{47{,}5 - 10}{24}\,[3000 \cdot 0{,}8 - 4500 \cdot 1]$$

$W_1 = 10\,800$ WE/Std. (Fortsetzung folgt.)

Entlüftet das Speisewasser!

Mit Abbildungen, Fig. 13 u. 14.

Zusammenfassung. Nach Festlegung der allgemeinen Vorteile der Entlüftung des Speisewassers wird ein Apparat beschrieben und durch Tabelle in seinen Abmessungen festgelegt, der zu den Rieselern gehört und außer der Luft auch die Schmutzteile ausscheidet, also zugleich Reiniger ist.

Die Luft im Speisewasser hat schon oft nicht bloß umständliche, sondern auch kostspielige Störungen im Dampfkesselbetrieb verursacht. Seit Jahren ist man infolgedessen bemüht Apparate zu bauen, die das Kesselspeisewasser vor dessen Eintritt in den Kessel von der mechanisch dem Wasser beigemengten Luft reinigen sollen.

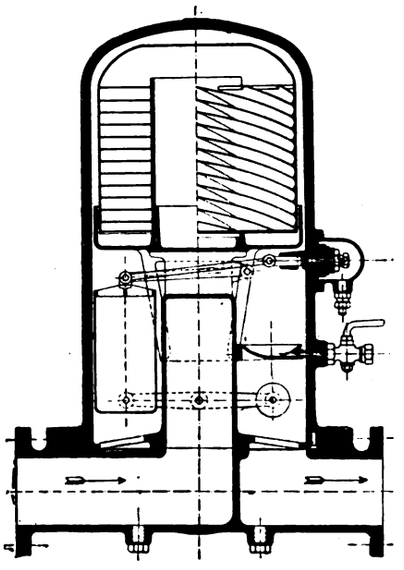


Fig. 13. Z. A.: Entlüftet das Speisewasser!

Meist sind nun die zu diesem Zwecke konstruierten Apparate derart eingerichtet, daß die aus dem Wasser ausgeschiedene Luft durch ein an der höchsten Stelle des Windkessels befindliches Ventil abgelassen wird. Dieses Ventil öffnet sich durch seine Verbindung mit einem Schwimmer selbsttätig. Daß dieser Vorrichtung der Nachteil anhaftet, daß der Apparat nur so lange einwandfrei arbeitet, als das Ventil sicher abdichtet, ist wohl ohne weiteres verständlich. Sobald das Ventil aus irgend einem Grunde nicht mehr dicht hält und weiterhin aus dem Wasser sich nicht genügend Luft ausscheidet, steigt das Wasser im Windkessel und kann es passieren, daß dieser zu guterletzt sogar vollständig vom Wasser angefüllt wird. Dann aber ist die für die Entlüftung erforderliche Wasseroberfläche überhaupt nicht mehr vorhanden. Die Folge davon ist natürlich das Versagen der Einrichtung. Von besonderer Bedeutung wird eine Undichtigkeit des Ventiles beim Anlassen des Apparates. In diesem Falle nämlich verdichtet sich die im Windkessel eingeschlossene Luft auf die Spannung des angehängten Dampfkessels. Die Folge davon ist, daß die Luft im Windkessel schnell durch das Ventil entweicht, so daß die Entlüftung überhaupt nicht in Tätigkeit tritt, oder sie tritt erst dann in Aktion, wenn aus der Speiseleitung eine derartige Luftmenge nachströmt, daß diese nicht durch die vorhandenen undichten Teile des Ventils abgeführt werden kann. Ein solches Nachströmen besonders großer Luftmengen findet beispielsweise statt, wenn ein in dem Rohrbogen entstehendes Luftpolster abreißt.

Will man sicher gehen, daß die oben beregten Nachteile nicht eintreten, so empfiehlt es sich, das durch den Schwimmer beeinflußte, selbsttätige Ventil so tief unter dem höchsten Punkt des Windkessels anzuordnen, daß die zur Entlüftung erforderliche Wasseroberfläche nie verloren gehen kann.

Ein Apparat, bei dem das der Fall ist, ist beispielsweise derjenige der Atlas-Werke-Aktiengesellschaft in Bremen. Dieser Apparat hat auch die Eigenschaft, daß bei ihm das Speisewasser im höchsten Punkt des Windkessels mit nur geringer Geschwindigkeit austritt und sich auf der Rieselfläche des Apparates in dünner Schicht verteilt. Dadurch nämlich wird eine sehr intensive Ausscheidung der Luft erreicht. Die Stelle, an der das Wasser auf die Rieseleinrichtung austritt, liegt so hoch über

dem Entlüftungsventil, das selbst im Augenblick, wo der Apparat in Betrieb gesetzt wird, noch genügende Rieselfläche vorhanden ist, um eine Ausscheidung der Luft zu bewirken (Fig. 13).

Die sich in dem Windkessel allmählich sammelnde Luft von Kesselspannung drückt den Wasserspiegel so lange nach unten, bis der Schwimmer das Luftventil öffnet. Der Schwimmer wirkt dabei durch Kniehebel auf das Ventil. Er ist weiter als offener Topfschwimmer ausgebildet, kann also nie solche Verletzungen erfahren, wie sie beim geschlossenen Schwimmer so oft eintreten. Des Ferneren wird das Ventil erst geöffnet, wenn der Wasserspiegel etwa 100 mm unter die Öffnung des Ventils gesunken ist. Durch diese Einrichtung soll vermieden werden, daß Öl und

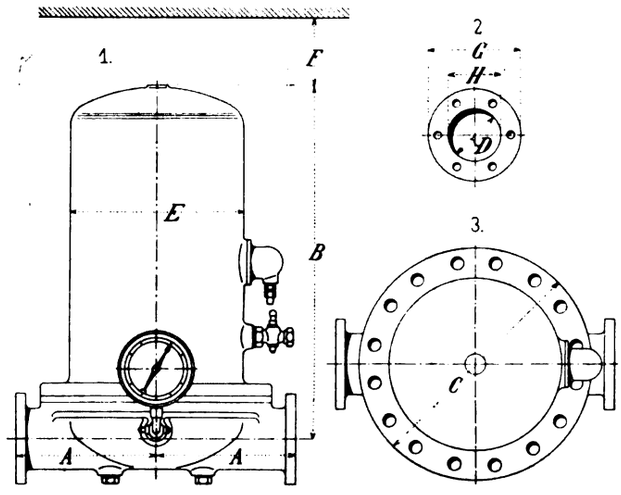


Fig. 14. Z. A.: Entlüftet das Speisewasser!

Schmutzteile die sich etwa in Höhe des Wasserspiegels abscheiden, das Luftventil verunreinigen. Endlich wurde auch das Übersetzungsverhältnis der Hebel vom Schwimmer auf das Ventil so gewählt, daß letzteres selbst gegen einen Druck von mehr als dem dreifachen des Kesseldrucks mit Sicherheit öffnet.

Der Wasserspiegel stellt sich im Dauerbetriebe auf eine gewünschte Höhe selbsttätig ein. Ebenso ist Vorkehrung getroffen, daß die Schmutz- und Ölteile die sich auf dem Wasserspiegel ansammeln aus dem Entlüfter abgelassen werden können. Der Entlüfter ist also zugleich Reiniger.

Sollte das Ventil aus irgend einem Grunde einmal undicht werden, so kann im Gegensatz zu den Eingangs beschriebenen Apparaten, ein Versagen des Entlüfters doch nicht eintreten; alsdann steigt nämlich der Wasserspiegel bis zur Höhe des Ventils und dieses bläst andauernd ein Gemisch aus Luft und Wasser ab. Die Reinigung des Ventils kann in diesem Falle von außen ohne daß man den Apparat außer Betrieb setzen müßte, vorgenommen werden.

Durch die Einschaltung eines derartigen Apparates in die Druckleitung der Speiseanlage, lassen sich die Anfressungen sicher vermeiden, die eintreten, falls Luft im Kessel sich befindet. Bei Kolbendampfmaschinen und Dampfturbinen mit Oberflächenkondensation unterstützt der selbsttätige Luftabscheider die Wirkung der Luftpumpe, ist doch der jetzt abgegebene Abdampf luftfrei, so daß die Luftpumpe nur die Luft wegzuschaffen hat, die infolge von Undichtigkeiten dem Abdampf sich beimengt. Unter Umständen läßt sich auf diese Weise sogar die Luftpumpe etwas verkleinern, da sie jetzt weniger zu leisten hat als vorher. Auf der anderen Seite kann man den Entlüfter an jeder Stelle der Speiseleitung anschalten, jedoch empfiehlt es sich ihn, wenn irgend möglich, da einzubauen, wo das Speisewasser die höchste Temperatur hat; es ist ja eine bekannte Tatsache, daß die Ausscheidung der Luft im Wasser um so energischer vor sich geht, je höher die Temperatur des Speisewassers ist.

Nachstehende Tabelle enthält die Hauptdaten des Entlüfters.

W.

(Fig. 14).

Lichter Rohr-Durchmesser D	Wassermenge	Baulänge 2 × A	Bauhöhe B	Flansch-Durchmesser C	Gehäuse-Durchmesser E	Zum Ausbauen erforderl. Raum F	Flansch-Durchmesser G	Lochkreis-Durchmesser H	Schraubenzahl	Schraubenstärke	Gewicht
mm	l/St.	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	St.	Zoll	kg
30	3200	410	520	345	242	100	120	90	4	1/2	84
35	4350	410	520	345	242	100	130	100	6	1/2	86
40	5650	410	520	345	242	100	140	110	6	1/2	88
45	7150	410	520	345	242	100	150	110	6	5/8	90
50	8850	470	600	380	284	120	160	120	6	5/8	135
55	10700	470	600	380	284	120	170	130	6	5/8	138
60	12700	470	600	380	284	120	175	135	6	5/8	141
65	15000	470	600	380	284	120	180	140	6	5/8	145
70	17300	530	680	435	326	140	185	145	6	5/8	185
75	19800	530	680	435	326	140	185	145	6	5/8	189
80	22600	530	680	435	326	140	200	160	6	3/4	193
85	25500	530	680	435	326	140	215	170	6	3/4	197
90	28600	530	760	500	378	160	215	170	6	3/4	220
100	35300	600	760	500	378	160	230	180	6	3/4	223
110	42800	600	760	500	378	160	245	195	8	3/4	226
120	51000	600	840	580	440	180	260	210	8	3/4	350
130	60000	680	840	580	440	180	275	220	8	3/4	355
140	69000	680	840	580	440	180	285	230	10	3/4	360
150	80000	770	920	675	512	200	290	240	10	3/4	460
160	91000	770	920	675	512	200	300	250	10	3/4	465
170	102000	770	920	675	512	200	320	270	12	3/4	470

Sprechsaal.

Dieser Raum steht den Abonnenten und Inserenten der Zeitschrift zur **freien Aussprache** über **technische Fragen** und **Vorkommnisse** zur Verfügnng.

Reklamen für einzelne Werke bezl. Firmen sind dabei jedoch ausgeschlossen. Ebenso lehnt die Redaktion die Verantwortung für diese Korrespondenz ab.

D. Redaktion.

Sie interessieren sich für die **Wirkungsweise** und die **Leistung** des in Heft 1 beschriebenen **elektrischen Kesselstein-Abklopfapparates** Bauart Devoorde. Die diesen liefernde Firma schreibt uns dazu:

„Die Vorrichtung beruht auf dem Prinzip der Zentrifugalkraft. Die einzelnen Schlagrädchen haben eine größere Bohrung, so daß sie auf den betreffenden Bolzen frei hängen. Mit der Rotation des Schlagkörpers setzt die Zentrifugalwirkung ein und drängt die Schlagkörper radial nach außen. Wird die Klopfvorrichtung dem zu entfernenden Stein entsprechend genähert, so löst jedes auftreffende Schlagrädchen eine Schlagwirkung aus, die zugleich durch die besondere Gestaltung des Umfanges derselben eine reißende Wirkung ausübt. Die scheibenförmigen Schlagkörper sind mit großen zentrischen Bohrungen versehen und durch hindurchgesteckte Bolzen frei spielend aufgehängt. Die Schlagkörper können demnach nach dem Schlage sowohl nach innen zurücktreten, als auch sich um die Achse drehen, wodurch erstens die Erschütterung und zweitens das Abschleifen der Spitzen der Schlagkörper vermieden wird. Die Zentrifugalkraft ist weiter eine natürliche Abfederung des Rückpralles der Schlagkörper und ist aus diesem Grunde der Apparat in der Arbeit erschütterungsfrei. Die Wirkung ist so rasant, daß der Apparat sehr schnell von der Seite geführt werden kann, und ist diese Führung am besten mit Pinselstrichen zu vergleichen.

Der Apparat schont die Kessel. Es ist demgegenüber bekannt, daß der Pickhammer die Kesselwände schartig schlägt und somit dem Kesselstein eine gut vorbereitete Unterlage bietet, auf der er immer fester haftet. Der Devoorde-Apparat dagegen erzeugt eine blanke und glatte Eisenfläche, welche dem Stein keine Haftstellen bietet.

Zum Schluß sei noch erwähnt, daß bei der Eisenbahnwerkstätte Braunschweig zum Reinigen einer 1/5 qm großen Fläche mit dem Pickhammer 10 Minuten und dem neuen Apparat 0,4 Minuten gebraucht wurden."

Moderne Dampferzeuger und Armaturen

Branchen-Ausgabe I des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur".

Schriftleitung: Ingenieur F. Wilcke, Leipzig.

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Dreiflammrohrkessel.

Von **W. John,** Ingenieur.

Mit Abbildungen, Fig. 15 u. 16.

Zusammenfassung. Beschrieben ist ein Dreiflammrohrkessel, dem auf Grund ausgeführter Versuche schnelles Hochfeuern bis auf vollen Dampfdruck mit geringem Kohlenverbrauch, Dichtbleiben der Kesselmäntel, unabhängig von der Sorgfalt der Heizer beim Anfeuern, geregelte intensive Wasserzirkulation im Kessel vom Anfeuern an, Verhinderung von Korrosionen durch im Wasser enthaltene Kohlensäure und Luft, geringer Ansatz festen Kesselsteines, erhöhte Sicherheit der Heizflächen gegen Verbeulungen sowie Anfressen und erhöhte Sicherheit gegen Deformationen der vorderen, dem ersten Feuer ausgesetzten Feuerrohrheizflächen bei Wassermangel und bequemes Reinigen nachgerühmt wird.

Die Entwicklung der großen Kraftzentralen hat auch an den modernen Dampfkesselbau ungeahnt hohe Anforderungen gestellt. Möglichst hohe Dampfleistungen in großen Kesseleinheiten auf denkbar kleinster Grundfläche sind die Bedingungen, die heute ein Dampfkessel zu erfüllen hat. In erster Linie haben die oben gekennzeichneten Anforderungen auf dem Gebiete des Wasserrohrkesselbaues große Erfolge gezeitigt, so daß der Großwasserraum-Kornwallkessel sich tapfer seiner Haut zu wehren hat. Die Zeit ist noch nicht lange her, daß er das größte Feld mit seiner Anwendung beherrschte, aber in dem erbitterten Kampf gegen den Wasserrohrkessel hat er sichtlich an Terrain verloren. Es ist sehr interessant im Hinblick auf diese Tatsache, die zum Teil recht erfolgreichen Anstrengungen zu verfolgen, die seit Jahren gemacht werden, um die den Kornwallkesseln anhaftenden Mängel und Unvollkommenheiten — soweit es das System an sich zuläßt — zu beheben. Zunächst ist es eine allgemein bekannte Tatsache, daß bei Zweiflammrohrkesseln mit symmetrisch gelegenen Feuerungen die zwischen den Rohren und unter diesen befindlichen Wassermassen nur sehr langsam erwärmt und erst nach mehreren Stunden die dem Dampfdruck entsprechenden Temperaturen erreicht werden. Dieser Mangel erfordert langsames, sehr vorsichtiges Anfeuern, wodurch viel Zeit verloren und unnötig viel Brennmaterial verwendet wird. Ein weiterer Übelstand besteht darin, daß infolge des erwähnten langsamen Temperatur-Ausgleiches eine Biegung des Kessels nach oben hin entsteht, wobei die oberen Teile desselben auf Druck, die unteren auf Zug in Anspruch genommen werden und somit große Schubkräfte in den Verbindungsstellen der Bleche auftreten, welche Undichtigkeiten in den Rundnähten hervorrufen und oft zu dem ganz unberechtigten Tadel mangelhafter Arbeit Anlaß geben. Die erörterten Mängel zu beheben, war die wichtigste Aufgabe des Konstrukteurs und Praktikers und mit ihrer Lösung war ein Weg gefunden, auf dem der Kornwallkessel im Besitz seiner eigenen großen Vorzüge sich denen des Wasserrohrkessels nähern konnte.

In Nachfolgendem ist nun eine Kessel-Konstruktion beschrieben und zur Anschauung gebracht, bei der die Beseitigung der vorstehend aufgeführten Mängel verwirklicht ist. Auf eine jahrelange erfolgreiche praktische Prüfung kann diese Konstruktion zurückblicken und die gewonnenen Ergebnisse, in ihrer Gesamtheit betrachtet, können in dem Urteil zusammengefaßt werden, daß wir es hier wohl mit dem besten Großwasserraum-Kornwallkessel der Gegenwart zu tun haben.

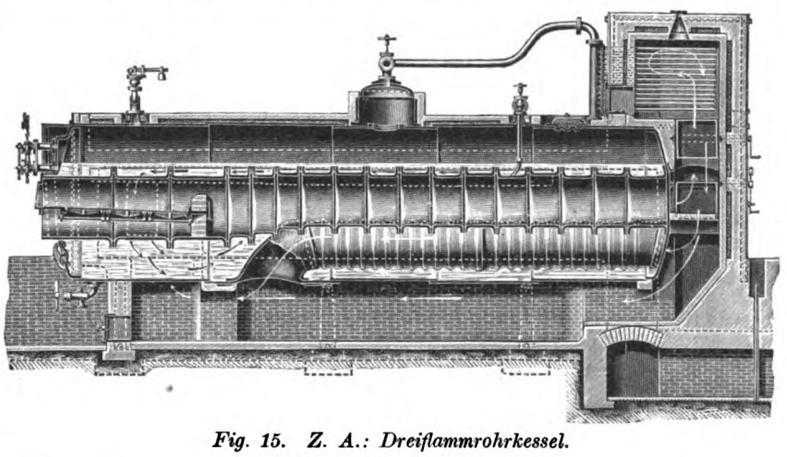


Fig. 15. Z. A.: Dreiflammrohrkessel.

Wie Fig. 15 erkennen läßt, besitzt der Kessel drei Flammrohre, von denen nur zwei den ganzen Kessel durchziehen, während das dritte vom Hinterboden ausgeht und auf ungefähr $^2/_3$ Länge am Unterteil des Mantels heraustritt. Im Kessel-Innern ferner ist eine „Speisewasserrinne" eingebaut, die sich von hinten nach vorn erstreckt und vorn in eine nach unten zwischen den beiden Flammrohren sich hinziehende Abfallrinne endigt. Die Heizgase durchstreichen die beiden oberen Flammrohre, teilen sich am Hinterboden derart, daß ein Teil durch das dritte Rohr, der andere Teil am Kesselunterteil entlang ziehen. Beide Gasströme vereinigen sich am Austritt des dritten Rohres und ziehen durch die Seitenzüge nach dem Fuchs hin ab. Das dritte Rohr, zusammen mit dem Unterzug, bildet also den zweiten Zug, während die beiden Seitenzüge den letzten Zug bilden. Das Speisewasser wird hinten in die Speisewasserrinne eingeführt, läuft in der Rinne nach vorn und fällt schließlich durch die erwähnte Abfallrinne in den vorderen unteren Kesselteil. Auf diesem Wege hat sich das Wasser erwärmt, alle schlamm- und kesselsteinbildenden Bestandteile in Pulverform ausgeschieden und sich von den jedem Wasser mehr oder weniger beigemengten Luft- und Kohlensäure-Bestandteilen freigemacht.

Durch die vorstehend geschilderte Gasführung einerseits und durch die gesetzmäßig vorgeschriebene Speisewasserführung andrerseits wird eine sehr lebhafte Wasserzirkulation im Sinne der Pfeile herbeigeführt, indem hinten die ganze Wassermasse schnell und stark erwärmt wird und bei dem lebhaft einsetzenden Auftrieb die vorderen Wassermassen nach sich zieht, unterstützt von der Wirkung der Speiserinne.

Die Heizwirkung des dritten Flammrohres ist wegen der Vereinigung der aus beiden oberen Flammrohren kommenden Heizgase eine sehr energische und gleichmäßige; sie wird nur wenig beeinflußt durch die Beschickungszeiten der Rostflächen, und diese Gleichmäßigkeit bewirkt, daß sowohl dieses dritte Rohr als auch die im Unterzug liegenden Mantelblechteile sehr gleichmäßig erwärmt werden, und man somit eine Befürchtung, daß zwischen diesem Rohr mit seinem Krümmer und dem gleich langen unteren, ihm parallel laufenden Mantelstück Schubkräfte auftreten, nicht zu hegen braucht, um so weniger, wenn das dritte Rohr aus elastischem Wellrohr hergestellt wird.

Die weiter unten näher erläuterten Versuche mit dem Dreiflammrohrkessel haben ergeben, daß die beabsichtigte Zirkulation erreicht wird, indem in dem Moment der beginnenden Wassererwärmung oberhalb der Feuerrohre auch das unter den Feuerrohren befindliche Wasser in der Temperatur steigt und nach ca. $1^1/_2$ bis 2 Stunden die volle Dampftemperatur angenommen hat, während der Dampfdruck bereits $^3/_4$ bis 1 Stunde ohne Schaden für den Kessel erreicht ist.

Die eingehenden Untersuchungen sind s. Zt. vom Geh. Hofrat Professor L. Lewicki in Dresden geleitet und ausgeführt worden. Zunächst wurde an einem Betriebskessel der Akt.-

Ges. H. Pauksch zu Landsberg a. W. ein Verdampfungs- und Anheiz-Versuch durchgeführt. Hierbei ist vorweg zu bemerken, daß der Kessel mit einem Überhitzer versehen war, der hinten auf dem Kesselmauerwerk sich in bekannter Weise aufbaute. Der Überhitzer wurde bei dem Versuch zu schwacher Dampfüberhitzung herangezogen, damit hinsichtlich der vom Kessel aufgenommenen Wärmemenge Bedenken wegen etwaiger Dampffeuchtigkeit nicht erhoben werden konnten. Bei dieser schwachen Überhitzung brachte natürlich der Überhitzer selbst nur einen ganz geringen Zuwachs an Wärmeaufnahme, während die Ausstrahlung seines Mauerwerkes relativ sehr hoch waren. Der Kessel arbeitete also am Versuchstage unter keineswegs günstigen Umständen.

Temperaturabnahme im dritten Rohr . . . . 262° C
Erzeugungswärme des Dampfes . . . . 669,28 WE
Nutzleistung: 1 kg Kohle verdampft Wasser 7,515 resp. 7,9 kg
Wärmeverteilung:

nutzbar gemacht zur Dampfbildung .	4860 WE =	70,04%
„ „ zur Dampfüberhitzung von 174,38° C aus 216° C . . .	169 „ =	2,44 „
verloren in den Kamingasen . . .	1263 „ =	18,20 „
verloren durch Herdrückstände, Strahlung, Leitung, Ruß etc.	646 „ =	9,32 „
	6938 WE =	100,00%

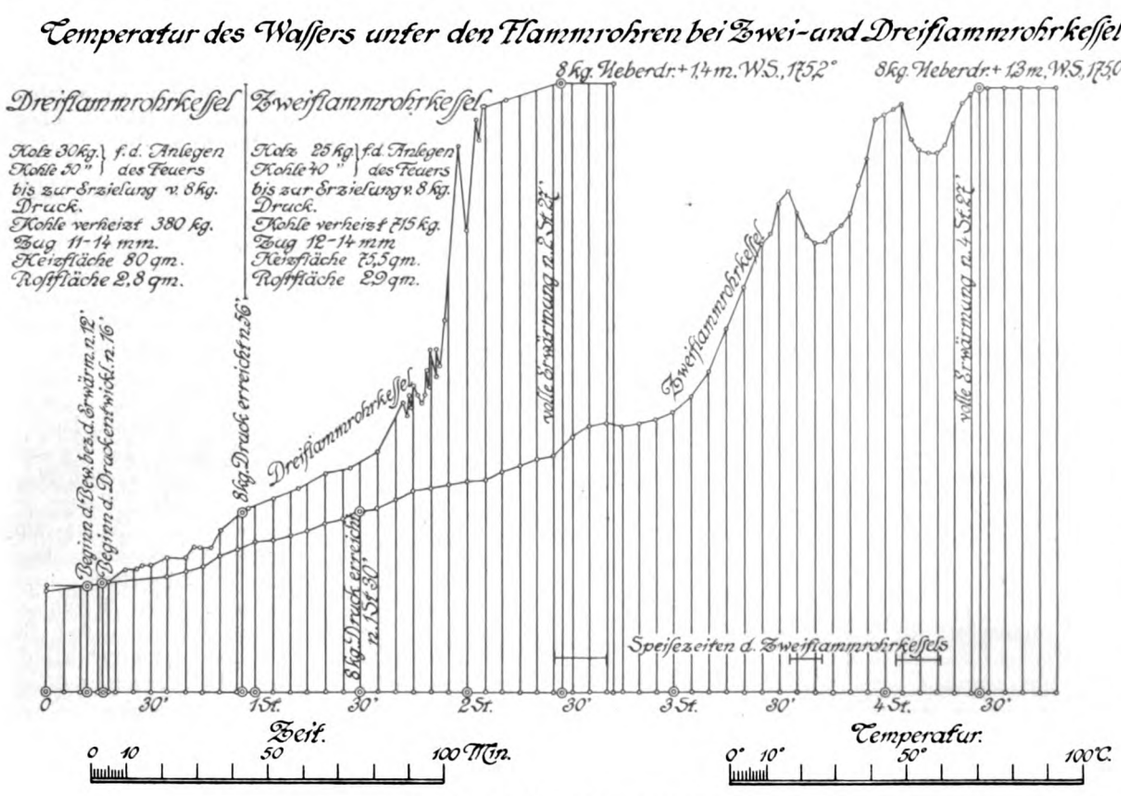


Fig. 16. Z. A.: Dreiflammrohrkessel.

Die gewonnenen Versuchsergebnisse lassen erkennen, daß trotz der unverhältnismäßig hohen quantitativen Leistung der Wirkungsgrad des Kessels ein hoher ist, zumal die Wärmeverluste durch den Überhitzeraufbau beträchtliche waren und die Gase in den Fuchs mit einer verhältnismäßig hohen Temperatur eintraten.

Bemerkenswert ist besonders die intensive Heizwirkung des dritten Rohres, was aus dem Temperaturabfall von 704 auf 442° C deutlich zu erkennen ist.

Im Anschluß an diesen Leistungsversuch wurde am darauffolgenden Tage ein Anheiz-Versuch vorgenommen, um eine Kontrolle des Einflusses des Umlaufstromes zu gewinnen. Der gleiche Versuch wurde unter denselben Betriebsverhältnissen an einem Zweiflammrohrkessel der Feldschlößchen-Brauerei, Dresden, ausgeführt. Die gewonnenen Ergebnisse sind nachstehend zusammengestellt und durch Schaubild, Fig. 16, erläutert:

Resultate:

Verdampfungs-Versuch.

Brennmaterial: Oberschlesische Steinkohle, lt. Analyse	6938 Cal.
Heizfl. 80 qm / Rostfl. 2,8 qm = 28,6 / 1; Überhitzer	16 qm
Versuchsdauer: 8 Std. 3 Min. = 483 Min.	
Kohle verheizt	2332 kg
„ per Stunde und qm Rostfl.	102,39 „
Speisewasser verdampft	17526 „
„ per Stunde, direkt aus dem Versuch	2177,14 „
„ per Stunde und qm Heizfl. direkt aus dem Versuch . .	27,212 „
„ per Stunde und qm Heizfl. bezogen auf Dampf von 636 WE	28,49 „
Temperatur des Wassers	12,9° C
Dampfspannung: Überdruck	8 at.
Temperatur des überhitzten Dampfes . . .	216° C
Heizgase: Gehalt an Kohlensäure im Fuchs	12,14 Vol.%
„ „ Sauerstoff „ „	6,43 „ „
Zugstärke im Fuchs	14—15 mm WS
„ über dem Rost . .	7,5 „ „
Gastemperaturen: vor dem Überhitzer .	690° C
„ „ „ Eintritt in das dritte Rohr	704° „
„ nach dem Austritt aus dem dritten Rohr . .	442° „
„ im Fuchs	376° „

1. Anheizversuch am Dreiflammenrohrkessel.

Der Kessel wurde nach Beendigung des Leistungsversuches aus dem Betrieb gezogen und bis zum nächsten Tage nahezu kalt gestellt. Die Wassertemperatur am Wasserstandshahn betrug 43° C, während das im Mannlochdeckel des Vorderbodens angebrachte, etwa 900 mm in den Kessel wagrecht hineinreichende Thermometer 29,5° C registrierte. Die Überhitzerklappen behielten dieselbe Stellung wie beim Leistungsversuch.

Um 9 Uhr 13 Min. wurde das Feuer auf dem Rost angemacht und nach 12 Minuten fing das Thermometer an, sich zu bewegen. Die Dampfbildung begann nach 16 Minuten, nahm sehr schnell zu und nach Verlauf von 56 Minuten war die volle Dampfspannung von 8 at. Überdruck erreicht. Dieser Teil der Anheizperiode ist also ein für einen Großwasserraumkessel ganz ungewöhnlich kurzer und muß auf die bereits einsetzende Mitwirkung des dritten Rohres zurückgeführt werden. Bis zum Eintritt der vollen Dampfspannung waren insgesamt 30 kg Holz und 380 kg Steinkohlen verbraucht worden.

Das Thermometer im unteren Wasserraum zeigte bei Erreichung der vollen Dampfspannung eine Temperatur von 53° C an. Bei weiterem Feuern war um 11 Uhr ein Unruhigwerden des Thermometers zu beobachten, die Temperatur stieg sehr schnell und erreichte um 11 Uhr 18 Min. ihre größte Zunahme. Wie die Temperaturkurve zeigt, ging nun diese Steigerung mit stets heftiger werdenden Schwankungen vor sich, bis um 11 Uhr 22 Min. die Bewegungen des Thermometerzeigers ruhiger wurden. Um 11 Uhr 48 Min. erreichte das Thermometer 175,5° und ent-

spricht dieser Wärmegrad dem Druck von 9 at. absolut. Somit war nach Verlauf von 2 Stunden 27 Min. der Ausgleich der Wassertemperaturen erfolgt. Trotz Aufspeisens bedeutender Wassermassen war die Temperatur nicht mehr zum Fallen zu bringen. Dieser schnelle Ausgleich ist auf die intensive Wirkung der Zirkulation zurückzuführen.

2. Der vorher erwähnte Vergleichsversuch an einem gewöhnlichen Zweiflammrohrkessel von derselben Heizfläche und Rostgröße wurde in genau derselben Weise durchgeführt. Der Verlauf der Temperatursteigerung ist aus dem Schaubild zu erkennen. Die besonders hervorzuhebenden Momente sind folgende:

Zeit bis zur Erreichung der vollen Dampfspannung 1 Std. 30 Min.
„ „ zum Ausgleich der Wassertemperatur . . 4 Std. 27 Min.

Zur richtigen Würdigung dieser Zahlen ist noch zu erwähnen, daß die in Bewegung zu setzende Wassermasse des Zweiflammkessels erheblich geringer war als die des Dreiflammrohrkessels.

Gegenüberstellung:

	Anheizzeit	Temperaturausgleichszeit
Dreiflammrohrkessel:	56 Min.	1 Std. 30 Min.
Zweiflammrohrkessel:	2 Std. 27 Min.	4 Std. 27 Min.

Der Dreiflammsohrkessel hat mithin 1,6 mal so schnell Dampf gemacht und genau 2 Stunden weniger Zeit zum Temperaturausgleich benötigt als der Zweiflammrohrkessel.

Diese beiden Eigenschaften können nicht hoch genug eingeschätzt werden und haben im Laufe der Zeit dem Dreiflammrohrkessel ein dankbares umfangreiches Verwendungsgebiet gesichert.

Schmiedeeiserne Rippenrohre.

Mit Abbildung, Fig. 17.

Zusammenfassung. Durch Beschreibung und Tabelle werden Abmessungen, Gewichte, Eigenschaften und praktischer Wert eines neuen, aus Schmiedeeisen hergestellten Rippenrohres festgelegt, das vor den gußeisernen vor allem den Vorteil hat, daß es die Wärme schneller überträgt, als erstere. Ebenso läßt es sich in größeren Längen herstellen, als die gußeisernen.

Obgleich bisher alle Versuche, das gußeiserne Rippenrohr aus der Heizungs-, Trocknungs- und Kälteindustrie zu verdrängen, erfolglos gewesen sind, tauchen doch immer wieder Neuerungen in derartigen Rohren auf, die im Verfolg der oben erwähnten Versuche konstruiert wurden. So beispielsweise das schmiedeeiserne Rohr mit Längswellen, ferner das gewellte Rohr und ganz neuerdings das schmiedeeiserne Rippenrohr, wie es Fig. 17, als Heizkörper gedacht, zeigt.

Dieses Rohr wird, wie wir hören, nach einem patentierten Verfahren hergestellt, mit dessen Hilfe es möglich sein soll, die Rippen in innige Verbindung mit dem Rohr selbst zu bringen. Die Folge davon soll eine außergewöhnlich hohe Nutzleistung sein, und diese würde dann allerdings der das Rohr ausführenden Firma eine gewisse Berechtigung geben, ihre Konstruktion dem altbewährten gußeisernen Rippenrohr gegenüber zu stellen.

Wie die Rheinischen Schweißwerke Sieglar G. m. b. H. in Sieglar bei Cöln bemerken, werden ihre Rohre, wenn sie für normale Verwendungszwecke bestimmt sind, auf 25 at. abgedrückt, sie können für Spezialzwecke aber auch bis auf 300 at. geprüft, geliefert werden. Damit wäre also die Möglichkeit der absoluten Betriebssicherheit, man darf dreist behaupten für jeden Fall, gegeben, denn ein Bruch oder ein Platzen, wie es bei dem gußeisernen Rippenrohr ja nie ausgeschlossen ist, wäre unter diesen Umständen wohl kaum möglich. Dazu kommt nun noch, daß diese schmiedeeisernen Rippenrohre in Längen bis zu 8 m gerade oder auch als Krümmer in einem Stück hergestellt werden können; welche Möglichkeit wieder Transport und Montage, gegenüber den gußeisernen Rippenrohren vereinfachen würde, gleichzeitig aber fallen infolge der großen Länge der Rohre eine entsprechende Anzahl Flanschen und damit naturgemäß auch die für diese erforderlichen Dichtungen fort. Endlich beträgt das Gewicht der schmiedeeisernen Rohre, wie die nachstehende Tabelle erkennen läßt, auch nur etwa den dritten Teil des Gewichtes eines gleichstarken gußeisernen Rippenrohres.

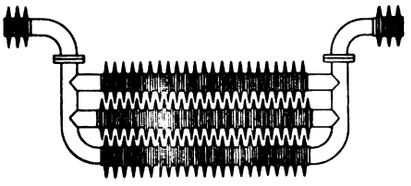


Fig. 17. Z. A.: Schmiedeeiserne Rippenrohre.

Was aber dem schmiedeeisernen Rippenrohr einen besonderen Wert erteilt, daß ist der Umstand, daß es gleich dem gewöhnlichen glatten schmiedeeisernen Rohr die Wärme bezgl. Kälte schneller abgibt, als ein gußeisernes. Der Transmissionskoeffizient k stellt sich auf ca. 7,3 WE für den Quadratmeter Fläche auf die Stunde bei einem Grad Temperaturdifferenz. Vergleicht man damit den Transmissionskoeffizienten gußeiserner Rohre, so darf man von einer Erhöhung des Nutzeffektes um wenigstens

Tabelle der schmiedeeisernen Rippenrohre mit runden Rippen.

Rohr-Durchmesser	Flanschenmaße: Durchmesser	Flanschenmaße: Lochkreis-Durchmesser	Flanschenmaße: Zahl der Schraubenlöcher	Flanschenmaße: Durchmesser der Schrauben	Rippendurchmesser	Rippenabstand	Rippenzahl bei Längen von m: 1	2	3	4	5	Heizflächen bei Längen von m: 1	2	3	4	5	Gewichte bei Längen von m: 1	2	3	4	5
	mm	mm		mm		mm	ca.					ca. qm					ca. kg				
28 bis 32	93	66	3	11,5	90	25	36	76	116	156	196	0,51	1,05	1,60	2,15	2,70	4,9	9,3	13,8	18,2	22,7
						20	45	95	145	195	245	0,64	1,32	2,01	2,69	3,37	5,5	10,7	15,9	21,1	26,4
						15	60	127	194	261	328	0,75	1,76	2,68	3,59	4,51	6,7	13,1	19,6	26,1	32,6
33,5 bis 38	96	68	3	11,5	110	25	36	76	116	156	196	0,79	1,56	2,37	3,17	3,98	7,0	13,6	20,3	26,9	33,6
						20	45	95	145	195	245	0,94	1,94	2,94	3,95	4,95	8,0	15,7	23,5	31,3	39,0
						15	60	127	194	261	328	1,23	2,57	3,91	5,25	6,59	9,6	19,3	29,0	38,7	48,3
40 bis 44,5	103	75	3	11,5	120	25	36	76	116	156	196	0,86	1,78	2,7	3,61	4,53	8,3	16,3	24,2	32,2	40,1
						20	45	95	145	195	245	1,07	2,22	3,37	4,51	5,66	9,5	18,7	28,0	37,2	46,4
						15	60	127	194	261	328	1,41	2,95	4,48	6,02	7,55	11,4	22,8	34,2	45,7	57,1
51,5 bis 57	124	92	3	14	150	25	36	76	116	156	196	1,30	2,68	4,06	5,44	6,83	12,0	24,1	35,4	46,7	58,1
						20	45	95	145	195	245	1,61	3,34	5,07	6,79	8,52	13,8	27,1	40,4	53,7	67,1
						15	60	127	194	261	328	2,13	4,45	6,76	9,08	11,39	16,8	33,6	50,2	67,0	83,6
64 bis 70	140	108	4	14	160	25	36	76	116	156	196	1,4	2,9	4,39	5,88	7,37	16,7	32,3	47,9	63,5	79,2
						20	45	95	145	195	245	1,74	3,61	5,48	7,35	9,21	19,1	37,4	55,7	74,1	92,4
						15	60	127	194	261	328	2,3	4,8	7,3	9,8	12,3	23,1	45,9	68,7	91,5	114,3
70 bis 76	160	125	4	15	170	25	36	76	116	156	196	1,56	3,22	4,88	6,54	8,2	18,6	35,9	53,3	70,6	88,0
						20	45	95	145	195	245	1,94	4,0	6,09	8,16	10,24	21,3	41,6	62,0	82,3	102,7
						15	60	127	194	261	328	2,55	5,33	8,11	10,9	13,7	25,8	51,1	76,5	102,0	127,0
70 bis 76	160	125	4	15	180	25	36	76	116	156	196	1,77	3,65	5,54	7,42	9,32	20,1	39,1	58,1	77,0	96,0
						20	45	95	145	195	245	2,20	4,56	6,92	9,28	11,64	23,2	45,6	68,1	90,5	113,0
						15	60	127	194	261	328	2,9	6,05	9,21	12,4	15,5	28,3	56,5	84,8	113,0	141,0

25 % für das schmiedeeiserne Rohr sprechen. Dazu kommt schließlich, daß auch der Preis der schmiedeeisernen Rippenrohre nach den uns vorliegenden Daten etwas geringer ist, als derjenige normaler gußeiserner Rippenrohre. —. Nach alledem darf man der Anwendung des schmiedeeisernen Rippenrohres nur das Wort reden. W.

Der Wärmebedarf von Trockenanlagen.

Von Ingenieur **Paul Kochte** in **Beuthen.**

(Fortsetzung aus Heft 8.)

2. W_2 = Wärmemenge/Std. zur Verdunstung des im Trockengut enthaltenen Wassers bei der mittleren Kanaltemperatur t_7:

$$W_2 = \frac{G_w}{z}\,[606{,}5 - 0{,}695 \cdot t_7] \quad \ldots\ldots \quad 3.$$

Bekannte Werte eingesetzt:

$$W_2 = \frac{4500}{24}\,[606{,}5 - 0{,}695 \cdot 47{,}5]$$

$$W_2 = \sim 108\,000 \text{ WE/Std.}$$

3. W_3 = Wärmemenge, welche dadurch verloren geht, daß die mit Feuchtigkeit gesättigte Luft die Trockenanlage mit höherer Temperatur verläßt, als dieselbe den Luftkondensator (auch Lufterhitzer genannt) vor der Erwärmung betritt:

$$W_3 = c_L\,[v_5\,t_5 - v_0\,t_0] \quad \ldots\ldots \quad 4.$$

Darin ist c_L die spezifische Wärme der Luft = 0,305; v_0 = Volumen der eingesaugten kalten Luft in m³/Std.; v_5 = Volumen der austretenden Luft in m³/Std.; t_0 und t_5 = bekannte Werte.

Die Luftmenge richtet sich nach der von dieser Luft aufzunehmenden Wassermenge aus dem Trockengut und ist abhängig vom Wassergehalt des letzteren vor dem Eintritt in die Trockenanlage und nach dem Austritt aus derselben. Die Wasseraufnahmefähigkeit der Luft ist wieder abhängig von den Temperaturen t_0 und t_5.

$$v_5 = \frac{G_w}{z} \cdot 1000 \cdot \frac{1}{g} \quad \ldots\ldots \quad 4\,a.$$

g = Wassermenge in Gramm, welche 1 m³ angesaugte Luft als abgehende, also gesättigte Luft mitzuführen imstande ist.

$$g = \left[1 + \frac{t_5 - t_0}{273}\right] \alpha_5\,d_5 - \alpha_0\,d_0 \quad \ldots\ldots \quad 4\,b.$$

g ist also gleich der Differenz der Wassergehalte der Luftmengen v_0 und v_5.

$\alpha_0\,d_0$ = Wassergehalt der angesaugten Luft.

α_0 = Sättigungsgrad der angesaugten Luft, i. M. 70 %.

$\alpha_5\,d_5$ = Wassergehalt der abgehenden Luft.

α_5 = 95 bis 98 % bei richtig dimensionierten Anlagen.

Die Werte d_0 und d_5 geben also die max. Wassermenge in Gramm an, welche 1 m³ Luft der Temperatur t_0 bezw. t_5 zu halten in der Lage ist. Die entsprechenden Werte sind aus nachstehender Tabelle zu entnehmen: 273 = absolute Temperatur.

Tabelle.

1 m³ gesättigter Luft enthält bei gewöhnlichem Atmosphärendruck (760 mm, WE)

Temperatur ° C	g Wasserdunst	Temperatur ° C	g Wasserdunst	Temperatur ° C	g Wasserdunst
— 20	1,06	+ 15	12,77	+ 70	197,19
— 15	1,58	+ 20	17,23	+ 80	291,53
— 10	2,33	+ 28	28,00	+ 90	420,04
— 5	3,37	+ 30	30,20	+ 100	591,22
± 0	4,82	+ 40	50,91	+ 110	821,00
+ 5	6,77	+ 50	82,63	+ 120	1109,40
+ 10	9,36	+ 60	129,65	+ 130	1460,00

Es ist also:

$$g = \left[1 + \frac{25 - 10}{273}\right] 0{,}95 \cdot 25 - 0{,}7 \cdot 9{,}36$$

$$g = 18{,}95 \text{ gr/m}^3.$$

In 1 m³ der abgehenden Luft von + 25 ° C sind also 18,95 gr Wasser mehr enthalten, als in 1 m³ der vom Lufterhitzer zur Erwärmung aufgenommenen Luft von + 10 ° C. Da nun 4500 kg Wasser pro 24 Std. abzuführen sind, so muß die Trockenanlage eine Luftmenge von:

$$v_5 = \frac{4500 \cdot 1000}{24 \cdot 18{,}95} = \sim 10\,000 \text{ m}^3\text{/Std.}$$

verlassen.

Das erforderliche Volumen v_0 der in den Lufterhitzer (resp. Luftkondensator) tretenden Luft berechnet man aus der Formel:

$$v_5 = v_0 \left[1 + \frac{t_5 - t_0}{273}\right].$$

Daraus:

$$v_0 = \frac{v_5}{1 + \frac{t_5 - t_0}{273}} \quad \ldots\ldots \quad 4\,c.$$

Mit den bekannten Werten:

$$v_0 = \frac{10\,000}{1 + \frac{25 - 10}{273}} = 9370 \text{ m}^3\text{/Std. von } + 10_0 \text{ C.}$$

Nunmehr ist:

$$W_3 = 0{,}305\,[10\,000 \cdot 25 - 9370 \cdot 10]$$

$$W_3 = \sim 47\,800 \text{ WE.}$$

Die Luft wird im Lufterhitzer auf + 75 ° C erhitzt und fällt auf dem Wege vom Lufterhitzer nach der Trockenanlage bei guter Isolation der Leitung und einer Entfernung bis zu ca. 50 m auf ∼ 70 ° C. Bei der Erwärmung von + 10 auf 75 ° C nimmt die Luftmenge v_0 das Volumen:

$$v_4 = v_0 \left[1 + \frac{t_4 - t_0}{273}\right] \quad \ldots\ldots \quad 5.$$

oder:

$$v_4 = 9370 \left[1 + \frac{75 - 10}{273}\right] = \sim 11\,600 \text{ m}^3\text{/Std.}$$

an und enthält:

$$w = t_4 \cdot v_4 \cdot 0{,}305 \quad \ldots\ldots \quad 6.$$

$$w = \sim 265\,000 \text{ WE.}$$

Beim Eintritt in die Trockenanlage ist das Volumen zu berechnen aus der Gleichung:

$$v_6 = v_0 \left[1 + \frac{t_6 - t_0}{273}\right] \quad \ldots\ldots \quad 7.$$

$$v_6 = 9370 \left[1 + \frac{70 - 10}{273}\right] = \sim 11\,400 \text{ m}^3\text{/Std.}$$

Die Feststellung dieser Volumina ist wichtig für die Querschnittsberechnung der Luftkanäle.

Die Luftmenge v_6 muß die gesamte in der Trockenanlage erforderliche Wärmemenge aufnehmen können. Sie enthält:

$$w_1 = v_6 \cdot t_6 \cdot 0{,}305 \quad \ldots\ldots \quad 8.$$

$$w_1 = 11\,400 \cdot 70 \cdot 0{,}305 = \sim 243\,000 \text{ WE}$$

Die Differenz:

$$W_4 = w - w_1 \quad \ldots\ldots \quad 9.$$

ist Wärmeverlust in der Warmluftzuleitung zur Trockenanlage. Er beträgt im vorliegenden Beispiel:

$$W_4 = 265\,000 - 243\,000 = 22\,000 \text{ WE/Std.}$$

Für den Trockenprozeß sind also im ganzen an Luft zu binden:

$$W = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 \quad \ldots\ldots \quad 10.$$

$$W = 10\,800 + 108\,000 + 47\,800 + 22\,000$$

$$W = 188\,600 \text{ WE/Std.}$$

Es wird also weniger an Wärme in der Trockenanlage gebraucht, als die unter den bekannten Temperaturen für den Wassertransport erforderliche Luftmenge enthält. Man wird also, da die Luftmenge bei gleicher Eintrittstemperatur von + 10 ° C in den Lufterhitzer und gleicher Austrittstemperatur von 25 ° C aus der Trockenanlage nicht verändert werden darf, die Lufteintrittstemperatur in die Trockenanlage niedriger als 70 ° C halten, also dem Lufterhitzer weniger Abdampf zuführen. Die niedrigere Eintrittstemperatur t_6^1 der Luft in die Trockenanlage wäre also zu bestimmen. Dies geschieht durch Probieren, da:

$$W = w_1 = 188\,600 \text{ WE} \quad \ldots\ldots \quad 11.$$

sein soll, aus der Formel:

$$w_1 = v_6 \cdot t_6^1 \cdot 0{,}305;$$

$$t_6^1 = \frac{w_1}{v_6 \cdot 0{,}305} \quad \ldots\ldots \quad 12.$$

$$t_6^1 = \frac{188\,600}{11\,400 \cdot 0{,}305} = \sim 55\,^0\text{ C.}$$

Die Temperatur, auf welche die Luft also jetzt im Luftkondensator gebracht werden müßte, wird unter Voraussetzung von 5° C Temperaturabfall in der Leitung:

$$t_4^1 = t_6^1 + 5 \quad \ldots \quad 13.$$
$$t_4^1 = \sim 60^\circ\,C$$

sein müssen.

Das entsprechende Volumen wird jetzt:

$$v_4' = v_0\left[1 + \frac{t_4' - t_0}{273}\right] \quad \ldots \quad 14.$$

$$v_4^1 = 9370\left[1 + \frac{60 - 10}{273}\right] = \sim 11100\ m^3$$

und enthält: $w' = t_4' \cdot v_4' \cdot 0{,}305$ . . . . . 15.

$$w' = 60 \cdot 11100 \cdot 0{,}305 = \sim 205000\ WE.$$

Das Volumen der in die Trockenanlage eintretenden Luft beträgt nunmehr:

$$v_6' = \frac{v_4'}{1 + \frac{t_4' - t_6}{273}} \quad \ldots \quad 16.$$

$$v_6' = \frac{11100}{1 + \frac{60-55}{273}} = \sim 10800\ m^3/Std.$$

Diese Luftmenge enthält nun:

$$w_1' = 10800 \cdot 55 \cdot 0{,}305 = \sim 182000\ WE,$$

soll aber 188600 WE enthalten; man wird also die Temperatur im Lufterhitzer auf ca. 65° C halten müssen. Selbstverständlich kann der genaue Wert errechnet werden durch weiteres Probieren, jedoch genügt für die Praxis genau genug die Annahme, da die Wärmeverluste in der Trockenanlage sehr von der mehr oder weniger vorschriftsmäßigen Bedienung abhängen, also niemals genau genug bestimmt werden können. Der Lieferant der Trockenanlage trägt diesem Umstande durch eine entsprechende Zugabe an Heizfläche im Lufterhitzer Rechnung und wird auch die Grundfläche der Trockenanlage nicht zu gering bemessen.

Die Wärmemenge von 188600 WE soll dem Abdampf der mit Auspuff arbeitenden Lokomobile entzogen werden. Da 1 kg Auspuffdampf $\sim$ 550 Cal. ausnützbare Wärme enthält, so sind dazu:

$$D = \frac{188600}{550} = \sim 350\ kg\ Abdampf/Std.$$

erforderlich.

Da die Lokomobile bei der Belastung von $\sim$ 70 PS_i abzüglich der zur Speisewassererwärmung erforderlichen Wärmemenge noch $\sim$ 400 kg hergibt, so ist der Abdampf für die Trockenanlage ausreichend.

b) Die Lokomobile arbeitet mit Kondensation bei max. 200 PS_i Belastung.

Für Speisewassererwärmung sind bei einer Wassereintrittstemperatur von $t_1 = +10^\circ$ C und der bei Kondensation und dem angegebenen Vakuum von 67 cm höchst erreichbaren Austrittstemperatur desselben von $t_2 = 45^\circ$ C, und wenn der max. Speisewasserbedarf $Q = 200 \cdot 5{,}2 = \sim 1040$ l/Std. beträgt, nach Gleichung 1:

$$W = 1040 \cdot 1{,}1\,[45 - 10] = \sim 40000\ WE/Std.$$

erforderlich.

Bei Kondensation und einem mittleren Vakuum, wie oben angegeben, können 1 kg Abdampf $\sim$ 420 WE entzogen werden, so daß im vorliegenden Falle für Wasserwärmung:

$$\frac{40000}{420} = \sim 95\ kg\ Abdampf/Std.$$

verbraucht werden. Die Kondensationsverluste im Abdampfentöler seien mit 25 kg/Std. als reichlich genügend angesetzt, so daß nach Abzug der für Speisewassererwärmung und für Kondensverluste erforderlichen Abdampfmenge von $\sim$ 120 kg noch $1040 - 120 = \sim 920$ kg Abdampf/Std. für die Verwendung in der Trockenanlage übrig bleiben.

Analog der der Berechnung des Wärmebedarfs der Trockenanlage bei Auspuff zugrunde gelegten Werte sind hier:

$t_0 = +10^\circ$ C, Temperatur der angesaugten Luft;
$t_3 = +10^\circ$ C, Temperatur des eingebrachten nassen Trockengutes;
$t_4 = 40^\circ$ C, Temperatur, auf welche durch den Abdampf der Kondensationsmaschine die Trocknungsluft erwärmt werden kann;
$t_5 = 20^\circ$ D, Temperatur der die Trockenanlage verlassenden mit Wasser gesättigten Luft.
$t_6 = 38^\circ$ C, Eintrittstemperatur der Luft in die Trockenanlage;

$$t_7 = \frac{20 + 38}{2} = 29^\circ\,C$$ mittlere Trockenanlagetemperatur;

$G_n = 7500$ kg.
$G_t = 3000$ kg.
$G_w = 4500$ kg. (Fortsetzung folgt.)

Schmiedeeiserne Feuer- und Aschenfalltüren.

Mit Abbildung, Fig. 18.

Zusammenfassung. An Skizzen wird gezeigt, wie man sich auf einfachste Weise eine schmiedeeiserne Feuer- und Aschenfalltür herstellen kann. Das abgebildete Beispiel bezieht sich auf Türen vor einem Treppenroste.

Für größere Feuerungen kann man sich statt der gußeisernen, unter Umständen auch einer schmiedeeisernen Feuertür bedienen. Will man das aber, so ist vor allem darauf zu achten, daß man dabei nicht das Verfahren verfolgt, wie es der Herdschlosser macht, der bekanntlich als Material für derartige Türen Walzblech in Verbindung mit einem Flacheisenrahmen benutzt. Man wird vielmehr technisch richtig vorgehen und den Rahmen aus Winkeleisen herstellen, das man auf das Blech aufnietet (vgl. Fig. 18, Skz. 1).

Die Kante des Winkels wird gehobelt, oder mit Meißel und Feile bearbeitet, so daß die Tür gut schließt. Es dürfen die Nieten, welche Blech- und Winkeleisen verbinden, nicht weiter auseinanderstehen, als dies die Gründe der Festigkeit zulassen. Je dichter nämlich die Nieten aneinanderstehen, um so fester wird die Verbindung in sich und um so steifer wird sie auch; nur so aber ist das Blech der Tür gegen das Verziehen gesichert.

Auch die Vorstellplatte vor einer Treppenrost- oder Schrägrostfeuerung kann, falls die Verhältnisse das verlangen, in Schmiedeeisen ausgeführt werden. Man wird für den Rahmen Winkeleisen, ev. auch U-Eisen benutzen, die man derart anordnet, daß zwei Winkeleisen die Feuerung vertikal und zwei horizontal abschließen.

Die erforderlichen Horizontalverbindungen stellt man selbstverständlich ebenfalls aus Winkeleisen her, dessen Endpartien man in entsprechender Weise aufbiegt. Solche Querverbindungen finden sich in Höhe der Oberkante des Rostes und in Höhe der Oberkante der Aschenfalltür. Der Raum zwischen diesen beiden Winkeleisen wird durch Blech geschlossen, das ebenfalls wieder mit den Schenkeln der Winkeleisen vernietet wird.

Die Tür selbst stellt man aus Flacheisen her und versteift sie durch Winkeleisen, an die man die erforderlichen Scharniere durch Nietung befestigt.

In ähnlicher Weise fertigt man die Aschenfalltür.

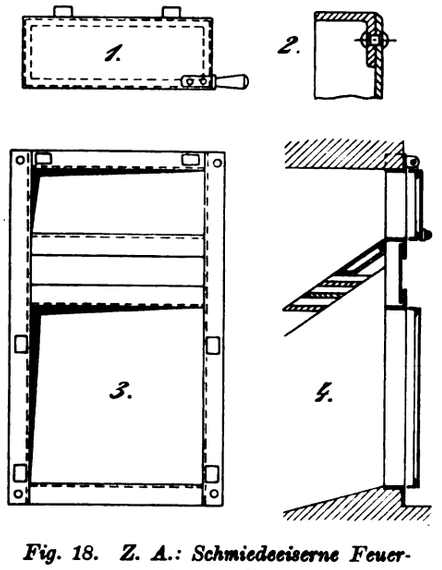


Fig. 18. Z. A.: Schmiedeeiserne Feuer- und Aschenfalltüren.

Eine auf diese Weise hergestellte Feuertür steht nachweislich einer solchen aus Gußeisen in keiner Beziehung nach, allerdings hat man den Übelstand mit in Kauf zu nehmen, daß der schmiedeeiserne Rahmen immer nur die das Feuerloch begrenzende Ziegelschicht gegen das Heraustreiben schützen kann, alles andere Mauerwerk liegt frei. Bei der gußeisernen Platte ist das bekanntlich anders, dort übergreift die Platte das Mauerwerk noch ziemlich weit nach allen Seiten. Ebenso ist die Verankerung mit dem Mauerwerk bei der schmiedeeisernen Tür etwas komplizierter als beim gußeisernen Rahmen, weil die Anker in den — verhältnismäßig schmalen — Schenkel des Winkeleisens eingreifen müssen.

Bei der breiten gußeisernen Platte dagegen kommen die Anker, wie bekannt, größtenteils auf die Mittelachse des Seitenmauerwerkes zu liegen. Das aber sind Unannehmlichkeiten, die man dort gern mit in Kauf nehmen wird, wo man nicht imstande ist, sich solch einen gewaltigen gußeisernen Feuertürrahmen leicht zu beschaffen. Auch ist zu bedenken, daß jeder derartige gußeiserne Rahmen Modelle erforderlich macht. Erich Pfeil.

Ein Generator zur Vergasung von backender teerhaltiger Steinkohle.

Mit Abbildung, Fig. 19.

Zusammenfassung. Es wird ein neuer Generator besprochen, der aus backender teerhaltiger Steinkohle ein gleichzeitig für Heizzwecke, wie für den Betrieb von Verbrennungsmaschinen brauchbares Gas liefert. Der Generator an sich ist ein Doppelgenerator mit zwei Verbrennungszonen und Gasabzug in der Mitte.

Bislang konnte man in den Kraftgasgeneratoren nur gewisse Brennstoffsorten vergasen. In der Hauptsache handelte es sich dabei nur um magere, nicht backende und nicht teerhaltige Kohlen, wie Anthrazit oder auch Brech- und Gaskoks. Die Kosten stellen sich bei Verwendung von Anthrazit und Koks infolge des geringen Wärmewertes des Gaskokes und des hohen Preises für Anthrazit und Brechkoks annähernd gleich und zwar unter Zugrundelegung eines Anthrazitpreises von M. 35.— pro Tonne auf etwa 1,4 Pfg. für die PS/Stunde, bezogen auf dauernde Normalleistung der Maschinen.

Neuerdings ist es allerdings auch gelungen, Braunkohle in sog. Doppelgeneratoren mit oberer und unterer Feuerung zu vergasen. Dies Verfahren hat in den Gegenden der Braunkohlengewinnung naturgemäß schnell eine gewisse Bedeutung erlangt, kommt aber in entfernteren Gegenden wegen der hohen Frachtsätze im Verhältnis zum geringen Wärmewert pro kg des Brennstoffes wohl kaum ernstlich in Frage. Dagegen hat das Problem der Vergasung eines backenden und teerhaltigen Brennstoffes, wie es die gewöhnliche westfälische oder schlesische Förderkohle ist, keine nennenswerte Fortschritte gemacht, trotzdem bei annähernd gleichem Heizwert die Preise von Anthrazit zur Steinkohle sich wie 2 : 1 verhalten, also erhebliche Ersparnisse an Brennstoffen zu erzielen sein würden. —.

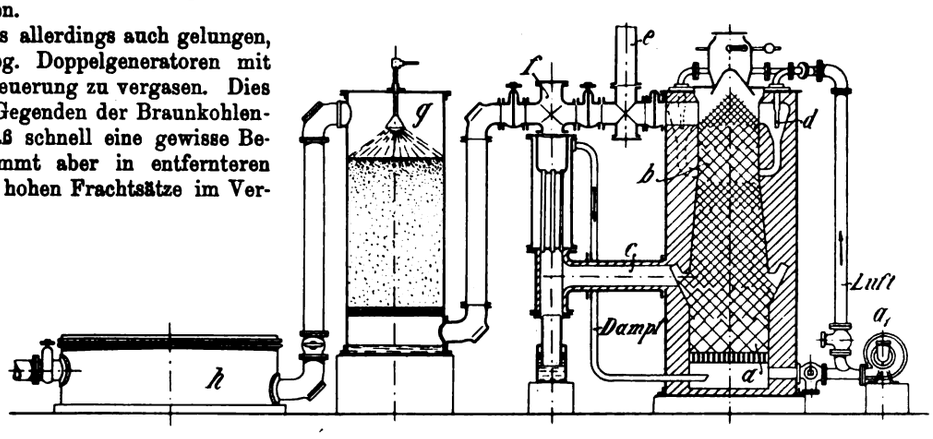


Fig. 19. Z. A.: Ein Generator zur Vergasung von backender teerhaltiger Steinkohle.

Die derzeit in Hüttenwerken zur Feuerung der Siemens-Martinöfen im Betriebe befindlichen Steinkohlengeneratoren machen zwar, weil die Kohle bäckt, Betriebsschwierigkeiten, sie genügen jedoch zur Erzeugung eines für Heizbetrieb brauchbaren Gases. Aber dieses Gas kann wegen seiner Teerhaltigkeit für den Betrieb von Gasmaschinen nicht benutzt werden. Seine Verwendung hat auch bei Heizbetrieben, weil sich die Heizkanäle zusetzen und die Reinigung schwierig wird, erhebliche Nachteile. Ferner können solche Generatoren nur in großen Einheiten gebaut werden.

Das Vergasen starkbackender und teerhaltiger Steinkohle nach dem Verfahren „Ising" bezweckt nun eine vollständige Entfernung des Teers aus dem Gase und beseitigt gleichzeitig die mit dem starken Backen der Steinkohle verbundenen Nachteile.

Der Generator nach Bauart „Ising" (Fig. 19) ist ebenso wie die bereits bekannten Braunkohlen-Generatoren ein Doppelgenerator mit einer Verbrennungszone auf dem Roste a und einer Verbrennungszone b im oberen Teile des Generators. Der Gasabzug c liegt in der Mitte zwischen beiden Brennzonen.

Es wird mittels Hochdruckventilators gleichzeitig Luft unter den Rost und in die Brennzone eingeführt, und zwar in letztere derart, daß die Luftzufuhr durch Düsen geschieht, mittels deren die Schwelgase, Teerdämpfe usw. durch das frisch aufgegebene Brennmatrial angesaugt und in die obere Brennzone geschickt werden. Dort werden sie verbrannt, bezw. zersetzt, so daß das Gas praktisch teerfrei ist.

Die auf dem Deckel sitzenden Düsen gestatten eine gleichzeitige Luft- und Gasregulierung.

Der Widerstand des frisch aufgegebenen Brennmaterials, der je nach Korngröße und Neigung zum Zusammenbacken verschieden groß ist, bedingt naturgemäß eine gewisse Höhe der aufgegebenen Brennmaterialschicht. Man hält die Höhe der Brennstoffschicht etwa auf der Höhe derjenigen einer normalen Dampfkesselfeuerung. Von der oberen Glutzone abwärts bis zum Rost ist dann der Generator als reiner Koksgenerator anzusehen, wobei jedoch dem normalen Koksgenerator gegenüber von Bedeutung ist, daß der Koks bereits im glühenden und frischen Zustand im Generator vergast wird, so daß die Wirtschaftlichkeit ohne Frage eine größere ist, als wenn im Fülltrichter aufgegebener Koks erst auf den Glutzustand gebracht werden muß. Hier kommt eben der Wärmeaufwand, der sonst zur Erzeugung des Kokes aus Steinkohle beim Verkokungsprozeß erforderlich ist, dem Generatorprozeß zugute.

Die Beschickung des Generators muß etwa aller 20 Minuten erfolgen, und das Abschlacken ist in 20 Stunden etwa dreimal erforderlich. Bei Gasmaschinenanlagen, bei denen das Gas durch die Maschinen angesaugt wird, läßt sich der Betrieb derart gestalten, daß das Gebläse nur die Frischluft für die Düsen liefert, die Frischluft dagegen unterhalb des Rostes durch die Maschine angesaugt wird. Dieser Vorgang ist von Wichtigkeit für das Abschlacken. Es braucht in diesem Falle das Gebläse nicht abgestellt zu werden, die Maschinen fallen in ihrer Leistung also auch nicht ab.

Bei Heizbetrieben, bei denen das Gas unter Druck in die Öfen geleitet werden muß, hat man dagegen beim Abschlacken das Gebläse abzustellen, daher ist, falls nicht Betriebspausen gemacht werden können, die gleichzeitige Aufstellung von zwei Generatoren erwünscht, bei denen das Abschlacken wechselsweise erfolgen kann, falls nicht statt des Rostes eine Aschenschüssel zur Anwendung kommt.

Bei Betriebspausen empfiehlt es sich, den Generator, weil er viel glühenden Brennstoff enthält, vollständig zu schließen, so daß keinerlei Luft einströmen kann. Dann tritt während dieser Zeit naturgemäß auch kein Abbrand auf.

Als Fülltrichter findet der gewöhnliche Generatortrichter mit Doppelverschluß Anwendung. Ebenso sind für die Schlacken- und Aschen-Entfernung zwei gemeinsame, einander gegenüberliegende Türen vorhanden, wobei für besonders große Höhe der Schlackenöffnungen Sorge getragen ist, so daß es unter Umständen möglich ist, mit Hilfe eines eingesetzten falschen Rostes abzuschlacken, was besonders bei großen Generatoren eine erhebliche Erleichterung darstellt.

Über die Wirtschaftlichkeit des neuen Generators*) bemerkt die Deutsche Steinkohlengenerator G. m. b. H. in Charlottenburg, daß der Isingsche Steinkohlengenerator an Brennstoffkosten je nach dem Preisstande der Kohle nur etwa 0,5 bis 0,9 Pfge. pro PS/Stunde bedinge. Da der Generator jedoch etwas mehr Bedienungskosten erfordert, als ein einfacher Generator, so kommt die größere Wirtschaftlichkeit erst bei Generatoren für Maschinenleistungen über 50 PS in Frage.

Der Hauptwert des Generators liegt schließlich wohl darin, daß er ein Gas liefert, das gleichgut zu Kraft- und Heizzwecken verwandt werden kann. F. W.

*) Von den Buchstaben in Fig. 19 bezeichnen außer den im Text schon erwähnten, a das Gebläse, e das Rauchabzugsrohr ins Freie, f den Verdampfer, g den Skrubber und h den Reiniger, den das Gas zu passieren hat, ehe es in die Maschine gelangt.

Moderne Dampferzeuger und Armaturen

Branchen-Ausgabe I des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur".

Schriftleitung: Ingenieur F. Wilcke, Leipzig.

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Verwendet selbsttätige Temperaturregler.

Mit Abbildungen, Fig. 20 bis 23.

Zusammenfassung. Empfohlen wird die Anwendung des sog. Lobbesschen und des Brabée-Fuess-Temperaturreglers, die sich beide für Zentralheizungen und andere Zwecke gleich gut eignen sollen.

Das Festhalten bestimmter Temperaturen spielt bei den Arbeitsprozessen vieler Fabrikbetriebe eine hervorragende Rolle.

In der Regel bildet ja niedrig- oder hochgespannter Dampf die Wärmequelle, die zur Erhitzung des Trockengutes in Heizkammern und Trockenöfen usw. benutzt wird, so daß man, um die Temperatur in solchen Räumen auf gleicher Höhe zu erhalten, die zufließende Dampfmenge nur dem jeweiligen Bedarf anzupassen braucht.

Früher beschränkte man sich allerdings fast ausschließlich darauf, diese Regulierung der zufließenden Dampfmenge von Hand vorzunehmen; doch ist diese Regulierweise naturgemäß eine sehr unzuverlässige, denn sie hängt von der Aufmerksamkeit und dem individuellen Gefühl des Wärters ab. In neuerer Zeit hat man deshalb versucht, die Regulierung der Temperatur automatisch zu gestalten. Leider sind aber die zu diesem Zwecke entworfenen Konstruktionen teils zu kompliziert, teils zu empfindlich gegen äußere Einflüsse. Ebenso wirken sie in der Mehrzahl nicht unmittelbar, sondern bedürfen, da ihre eigene Wirkung nicht energisch genug ist, noch eines Hilfsmittels — z. B. Druckluft und elektrischen Stromes — zur Betätigung des Regulierventiles. Daß durch derartige Komplikationen der Apparat nicht besser wird, dürfte wohl leicht verständlich sein.

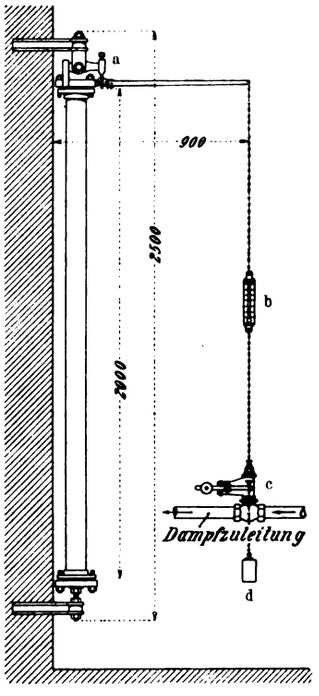


Fig. 20.

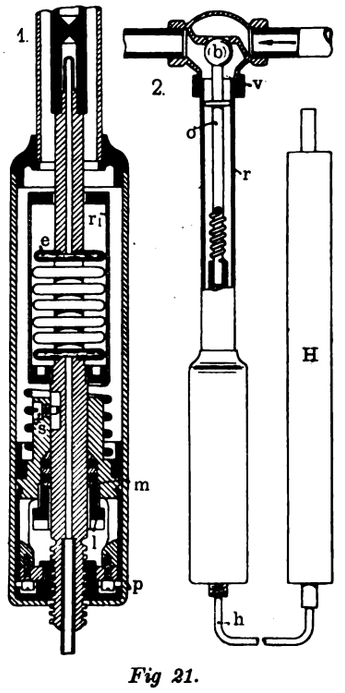


Fig 21.

Fig. 20 u. 21. Z. A.: Verwendet selbsttätige Temperaturregler.

Nun scheint es aber, als ob in dem selbsttätigen Temperaturregler, Bauart Lobbes, ein Apparat gefunden wäre, der allen billigen Anforderungen, die man an einen solchen Apparat stellen darf, entspricht. Er arbeitet zuverlässig und wirkt so energisch, daß er die Arbeit, die zur Betätigung des Regelungsventiles erforderlich ist, ohne Zuhilfenahme besonderer Betriebsmittel, also auch ohne besondere Betriebskosten leistet.

Die Funktion des Apparates a, Fig. 20, beruht darauf, daß ein Kupferrohr von fast 100 mm Durchmesser seine Ausdehnung auf ein Querhaupt und auf ein System geschickt miteinander verbundener Hebel überträgt, so daß sich am Ende des langen Hebels ein wirksamer Ausschlag selbst bei ganz geringen Temperaturschwankungen ergibt. Der große Durchmesser des Kupferrohres gibt dem Apparate die gewünschte Stabilität und Festigkeit selbst bei schwacher Wandstärke des Rohres, die ihrerseits wiederum die große Empfindlichkeit des Apparates gegen Temperaturschwankungen verbürgt. Kupfer ist bekanntlich ein guter Wärmeleiter, es nimmt die Wärme schnell auf und pflanzt sie auch schnell in sich fort; daher die schnelle und zuverlässige Wirkung des Apparates.

Mit Hilfe einer in der Zugstange des Regulators a eingeschalteten Skala b ist man in der Lage, den Anschlagnocken, der das Regulierventil c durch die Wirkung des Gewichtes d bewegt, so zu verschieben, daß derselbe bei jeder gewünschten Temperaturhöhe seinen Einfluß auf das Regulierventil c auszuüben vermag. Man kann den Apparat also im Gegensatz zu den Apparaten, die nur für eine einzige bestimmte Temperatur richtig wirken, für beliebige Temperaturen benutzen.

Die Länge des Ausdehnungsrohres beträgt nach Angaben von A. Lobbes in Offenbach a. M. 2 m, die Gesamthöhe des Apparates 2,5 m und die Gesamtbreite bis zum vorderen Ende des Ausschlaghebels 0,9 m.

Ein zweiter selbsttätiger Wärmeregler neuerer Bauart speziell für Niederdruck-Dampf- und Warmwasserheizungen, sowie Warmwasserbereitung ist der von Brabée-Fuess, dessen Ausführung die mechanisch-optischen Werkstätten von R. Fuess vorm. J. G. Greiner jun. & Geißler in Berlin-Steglitz übernommen haben.

Die Konstruktion dieses Reglers beruht auf der durch Erwärmung bezw. Abkühlung bewirkten Volumenänderung von Flüssigkeiten.

Ein Hohlgefäß H, Fig 21, steht durch eine dünne Rohrleitung h mit mehreren Membrankapseln e in Verbindung. H, h und e sind mit einer sich stark ausdehnenden alkoholartigen Flüssigkeit gefüllt. An die oberste Membrane ist ein in sich federnder Metallstab o gelegt, welcher an seinem oberen Ende als Ventilkegel bei Niederdruckdampfreglern eine Kugel b trägt. Bei Reglern für Warmwasserheizungen und für Warmwasserbereitungs-Apparate, sofern diese durch Dampf von mehr als 0,5 at. gespeist werden, ferner bei Gegenstrom-Apparaten ist das Durchgangsventil als Ventil (Fig. 22) a und b_1 ausgebildet; außerdem ist bei diesen noch eine besondere Abdrückfeder vorgesehen. Alle Kapseln e (Fig. 21) sitzen auf einem gemeinsamen Schaft, der durchbohrt ist und so die Verbindung zwischen Kapseln und Verbindungsleitung h bildet. Geführt wird dieser Schaft durch einen Metallkörper, der gleichzeitig als Stopfbüchse m und l dient.

Die Einstellung des Ventiles auf einen bestimmten Durchgang erfolgt durch die Feinstellung p, hierbei wird die Drehung der Kapseln durch die, auch als Anschlag nach oben und unten dienende Führung s verhindert. Zum Schutz gegen seitliche Durchbiegung der Membranen dient das Schutzrohr r_1. Der gesamte Regelmechanismus ist am Ventilkörper befestigt.

Bei zunehmender Wärme wird sich die Flüssigkeit ausdehnen, wodurch eine Aufblähung der Membrandosen e und eine Verschiebung des Ventilkegels nach oben hervorgerufen und so der Ventildurchgang gedrosselt wird. Bei Abkühlung tritt die umgekehrte Bewegung ein. Damit bei unzulässig starker Ausdehnung die Dosen durch Anpressen des Ventilkegels an den Ventilsitz nicht zerstört werden, ist in die Schubstange o (Fig. 21 bezw. c f, Fig. 22) ein federndes Stück eingesetzt, welches das Mehr an Bewegung aufnimmt.

Um den Apparat zu montieren, wird zunächst nur der Ventil-

körper zwischen Heizkörper und Zuleitung eingesetzt und erst nach Fertigstellung der ganzen Anlage wird, um eine Beschädigung des Mechanismus zu verhindern, mit dem Einbau des Regelmechanismus und dem Verlegen der dünnen Leitung und der Anbringung des Temperaturkörpers begonnen.

Im allgemeinen erfolgt die Montage in der Art der Fig. 23. Bei Heizkörpern ist zu beachten, daß der Aufnahmekörper etwa in Kopfhöhe rechts oder links vom Heizkörper befestigt wird. Türen und Fenster dürfen sich nicht in unmittelbarer Nähe des Apparates befinden.

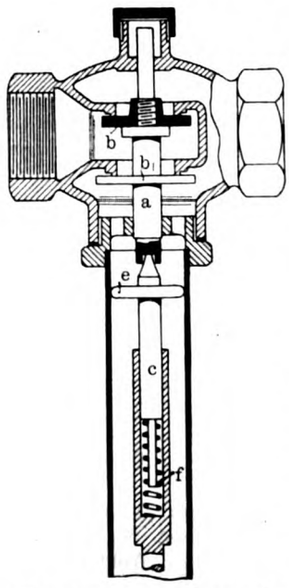


Fig. 22. Z. A.: Verwendet selbsttätige Temperaturregler.

Eine andere Art der Anbringung des Aufnahmekörpers ist die, wo dieser unterhalb des betr. Heizkörpers montiert ist; um eine direkte Bestrahlung durch den Heizkörper zu verhindern, ist ein dünnes Blech s zwischen Heizkörper und Aufnahmekörper befestigt. Durch Versuche soll festgestellt sein, daß diese Anordnung befriedigende Resultate ergibt. Die Montage ist einfach, weil das Verbindungsrohr (vgl. Rohr l, Fig. 23) kurz ist, außerdem sind dort sowohl Aufnahmekörper als auch Rohr (l) gegen äußere Beschädigung besser geschützt, als bei der erst beschriebenen Art der Montage, was z. B. in Schulräumen wesentlich ist. Dazu kommt, daß zweifellos diese Art der Montage der Regler in Wohnräumen auch weniger auffallend wirkt als die erstere.

Bei Warmwasserbereitungs-Apparaten wird der Regler direkt nach Fig. 23 eingebaut, wobei der Aufnahmekörper g durch eine besondere Stopfbüchse in der Gefäßwand befestigt wird. Der Körper g soll mindestens 20 cm von der Heizschlange s entfernt stehen.

Bei Gegenstrom-Apparaten wird der Aufnahmekörper (g) ebenfalls durch eine besondere Stopfbüchse befestigt.

Die Einmauerung des Flammrohrdampfkessels und das moderne Kesselhaus.

Mit Abbildungen, Fig. 24 u. 25.

Bei dem großen Interesse daß die Bautechnik gerade jetzt wieder der Einmauerung des altbeliebten und bewährten Flammrohrdampfkessels entgegenbringt und bei den verhältnismäßig geringen Kenntnissen die man in bautechnischen Kreisen im allgemeinen über die Einrichtung eines den heutigen Anforderungen genügenden Kesselhauses hat, werden nachstehende Angaben manchem willkommen sein. Diese sind dem zur Zeit im Druck befindlichen Werk „Uhland, Dampfkessel" II. Auflage, entnommen und dürften zur oberflächlichen Orientierung genügen.

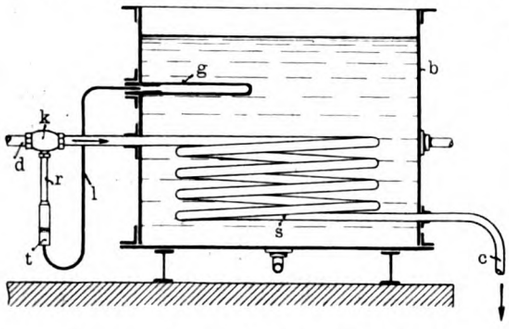


Fig. 23. Z. A.: Verwendet selbsttätige Temperaturregler.

Der Verfasser des Werkes, Ing. F. Wilcke, Leipzig, schreibt dort:

Die **Einmauerung des Flammrohrkessels** kann nach vier Verfahren erfolgen. Man kann:

1. die Heizgase aus dem Flammrohr unter und seitlich des Kesselmantels in einem Strome entlang nach vorn und dann über den Dampfraum des Kessels wieder nach hinten leiten;
2. die Heizgase rechts und links seitlich des Kesselmantels nach vorn und dann unter dem Kessel wieder nach hinten leiten;
3. die Heizgase unter dem Kessel nach vorn und dann rechts und links seitlich des Kessels wieder nach hinten zum Fuchs leiten und
4. die Heizgase nach Verlassen des Flammrohres auf der einen Seite des Kesselmantels nach vorn und dann auf der andern Seite des Mantels wieder nach hinten gehen lassen.

Das letzterwähnte Verfahren gibt Fig. 24 wieder. Es ist vom Standpunkte des Feuerungstechnikers das beste und empfiehlt sich vor allem bei den Kesseln mit seitlich liegendem Flammrohr (z. B. den Wellflammrohrkesseln). Man erkennt aus der Abbildung, daß hier der vom Wasser berührte Teil des Kesselmantels nahezu auch in seinem ganzen Umfange von den Heizgasen bespült wird. Nur unten an der die Züge II und III trennenden Zunge bleibt ein kleiner Teil des Kessels von den Gasen ungetroffen.

Das Verfahren I beginnt sich, nachdem es Jahre lang nicht mehr geübt wurde — es widersprach direkt den seinerzeitigen Vorschriften des Kesselgesetzes — neuerdings wieder einzubürgern, nachdem sehr sorgfältige Versuche erwiesen haben, daß die seinerzeit geäußerten Bedenken — Möglichkeit, daß der nur vom Dampf bespülte Teil des Mantels verbrennt und sich anders ausdehnt als der vom Wasser getroffene — unhaltbar waren.

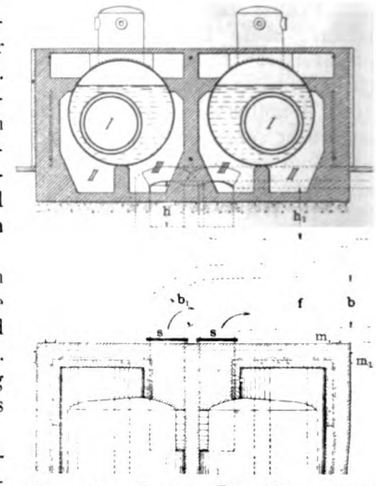


Fig. 24. Z. A.: Die Einmauerung des Flammrohrdampfkessels und das moderne Kesselhaus.

Der Hauptvorteil des Verfahrens liegt darin, daß man durch Beheizen des Dampfraumes sich selbst bei scharfer Verdampfung im Kessel trockenen Dampf sichern kann.

Ein Nachteil ist dagegen die Gefahr, daß die Nietnähte von den Gasen getroffen und beschädigt werden können. Ebenso wird die Einmauerung teurer und komplizierter als in den Fällen 2 bis 4.

Wie gesagt sind die Verfahren 2 und 4 die gebräuchlichsten.

Die Einmauerung des Damptkessels erfolgt dann weiter in der Weise, daß die Heizgase aus dem Flammrohr in eine Kammer eintreten, die so groß zu machen ist, daß die Gase sich nicht stoßen und ein Maurer bequem stehen kann, um Reparaturen auszuführen. Die Wandung der Kammer wird in Schamotten mittelguter Qualität, sog. O-Schamotten, ausgeführt. Man rechnet gewöhnlich für die Schamotteauskleidung eine Dicke von 13 cm. Dann folgt das Rauhgemäuer aus roten deutschen Ziegeln bester Qualität von 25 bis 38 cm Stärke je nach der Größe des Kessels.

Nach oben wird die Kammer durch ein gewöhnlich $^1/_2$ Stein starkes Schamottegewölbe abgeschlossen, auf das sich eine 1 Stein starke Entlastungskappe aus roten Steinen auflegt.

Als Mörtel ist für Schamottemauerwerk ein für allemal Schamottemörtel, nie aber Lehm zu benutzen. Schamottemörtel erhält man, wenn man fein vermahlene A- und ××-Schamotten mit reinem Wasser zu einer leichtfließenden Paste anrührt. Die Steine werden vor dem Verlegen gut „genäßt" und dann mit der Paste bestrichen.

Die Fugenstärke im Schamottegemäuer ist, soweit es von den Feuergasen direkt bestrichen wird, stets mit 3 mm zu wählen.

Aus der Kammer treten die Heizgase in den zweiten Zug (vgl. Textfigur 24, Skz. II u. 25, Skz. II). Dieser wird im einen Teile vom Mantel des Kessels gebildet und im anderen durch das Rauhgemäuer sowie eine unter dem Kessel sich erstreckende Zunge.

Neuerdings wird das Kerngemäuer im zweiten Zuge, wenigstens in der ersten Hälfte, mit Vorliebe aus B-Schamotten hergestellt, man kann aber, statt dessen ruhig auch gute rote Ziegeln benutzen.

Die Wandstärke des Rauhgemäuers schwankt zwischen 38 und 52 cm, je nachdem man die Wand ohne oder mit

Isolation, d. h. Luftschicht zwischen Kern- und Rauchgemäuer, ausführt. Die Anordnung einer solchen Luftschicht ist in jedem Falle zu empfehlen, weil dann ein Verlust an Wärme durch Strahlung nahezu ausgeschlossen ist!

Die Isolation wird dadurch hergestellt, daß man das Rauchgemäuer in zwei Wände zerlegt, eine innere von 13 cm Dicke, die Kernwand, und eine äußere von 25 bis 38 cm Dicke, die Mantelwand. Zwischen beiden läßt man einen Luftraum von 7 bis 10 cm, den man so abschließt, daß weder Luft von außen in die Isolation hinein, noch Luft aus dieser heraus kann. Die Luft in der Isolation stagniert, ruht, und wirkt infolgedessen isolierend. Es ist aber wohl zu beachten, daß die Außenmauer mindestens einen Stein stark sein muß, andernfalls lassen die Fugen Luft durch.

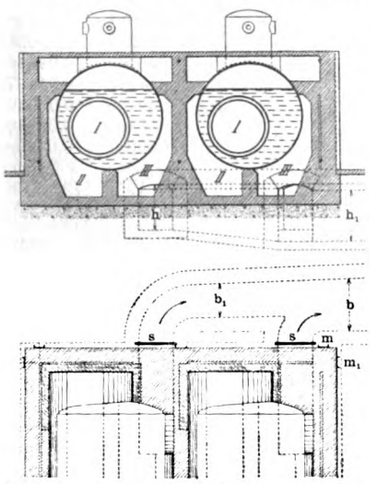


Fig. 25. Z. A.: Die Einmauerung des Flammrohrdampfkessels und das moderne Kesselhaus.

Bei der Bemessung der Höhe des Zuges ist die gesetzliche Bestimmung zu beachten, daß:

die um oder durch einen Dampfkessel gehenden Feuerzüge an ihrer höchsten Stelle in einem Abstande von mindestens 10 cm unter dem festgesetzten niedrigsten Wasserspiegel des Kessels liegen müssen.

Nach dem Boden zu ist das Gemäuer des zweiten Zuges nach innen schräg vorgezogen, hauptsächlich um die Gase schärfer an die Kesselwandung heranzudrücken.

Der dritte Zug (III in Fig. 24 u. 25) ist rechts am Kesselmantel entlang geführt und ganz in roten Ziegeln hergestellt. Er endet am Fuchse.

Nach unten werden beide Züge und die Rauchkammer durch eine doppelte Flachschicht von 7,7 + 7,7 cm Höhe oder durch eine Lage hochkant (13 cm) gestellter Ziegel abgeschlossen. Unterhalb dieser Bodenschicht befindet sich die Betonsohle, von der der Kessel getragen wird. Auf der Betonsohle ruhen gußeiserne Böcke zum Lagern des Kessels, diese werden so aufgestellt, daß die Nietnähte mit ihnen nicht in Konflikt kommen. Vier bis fünf solcher Böcke genügen. Sie werden, wenn es geht, so tief in den Beton oder die Flachschicht auf diesem versenkt, daß sie von den Feuergasen nicht getroffen werden. Eventuell umkleidet man sie auch mit Schamotten.

Die Zunge zwischen den Zügen II und III wird 18 bis 25 cm stark gemacht und kann, da sie vom Kessel nicht belastet ist, in B-Steinen hergestellt werden.

Jeder Zug wird weiter mit einer Einsteigtür, der Reinigungstür, versehen. Die Tür in der Kammer ordnet man so an, daß der Heizer in das Flammrohr hineinsehen kann. Die Reinigungstüren vor den Zügen dagegen kommen so zu sitzen, daß man die am Boden der Züge sich ablagernde Flugasche leicht aus den Zügen entfernen kann.

Während des Betriebes sind diese Öffnungen, mindestens aber die Tür in der Kammerwandung, mit Backsteinen lose auszusetzen, um so die Feuergase vom Blech der Tür abzuhalten. Damit der Heizer auch bei ausgesetzter Reinigungsöffnung die Feuergase im Flammrohr noch beobachten kann, läßt man in der Mitte einen Stein aus.

Die Fugen des Rauhgemäuers sind innen und ganz besonders außen gut zu verstreichen, damit keine Luft durch sie in den Zug von außen eindringen kann. Damit aber der Heizer sich davon überzeugen kann, daß alle Fugen dicht sind, streicht man das Gemäuer zunächst rot an und zieht dann die Fugen mit weißer Farbe nach: die weiße Farbe läßt jeden Riß sofort erkennen.

Zum Verankern des Mauerwerkes zieht man stets Quer- und Längsanker ein, also nicht nur Queranker, wie das so oft zu finden ist! Die Anker sollen das Auseinandergehen des Gemäuers in der Quer- und Längsrichtung verhindern und werden aus Rundeisen von $^7/_8$ bis $1^1/_8$" Dicke zugeschnitten; sie erfassen sog. Ankerschienen, die man entweder aus ⊏-Eisen oder aus Gußeisen herstellt. Im letzten Falle gibt man ihnen einen ⊥-förmigen nach der Mitte im Steg sich verstärkenden Querschnitt. Damit man bei den ⊏-Eisenschienen die Muttern der Anker leichter erfassen kann, legt man gußeiserne Beilagen ein.

Man darf die Ankerschienen sich im Fundament nicht etwa totlaufen lassen, es sind vielmehr stets unter dem Kessel noch Queranker hindurchzuziehen. (Schluß folgt.)

Über Zentralüberhitzer.

Von **Paul Koch,** Oberingenieur.

Mit Abbildungen, Fig. 26 bis 28.

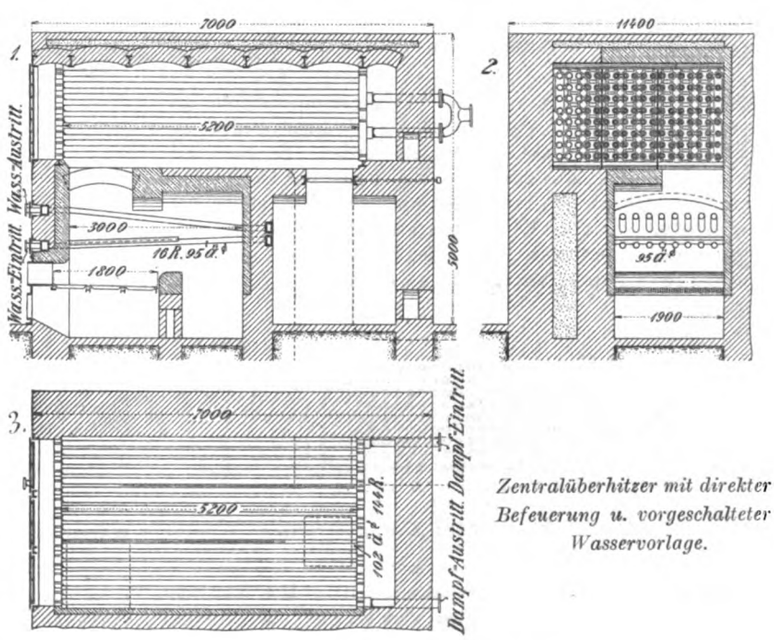
Zusammenfassung. Es wird der Versuch gemacht den Wert des mit direkter Feuerung betriebenen, also selbständigen Überhitzers an Hand zweier Ausführungsbeispiele und eines Versuchsberichtes technisch einwandfrei festzulegen. Die beiden Ausführungsbeispiele betreffen Zentralüberhitzer mit Wasservorlage und solche mit Kesselvorlage; erstere Art wird als die empfehlenswertere befunden.

Die Erzeugung überhitzten Dampfes wird durch indirekte und direkte Beheizung der dampfführenden Röhren erreicht. Während aber unter dem indirekt gefeuerten Überhitzer ein in die Heizkanäle des Dampfkessels eingebauter Überhitzer zu verstehen ist, hat der direkt gefeuerte Überhitzer seine eigene Feuerung.

Der zu überhitzende Dampf kann beim direkt gefeuerten Überhitzer von verschiedenen Erzeugungsstellen zugeführt werden, so daß der Dampf gewissermaßen auf einer Zentrale überhitzt wird, weshalb direkt gefeuerte Überhitzer auch „Zentralüberhitzer" genannt werden.

Die Vorzüge, welche zur Beschaffung von Zentralüberhitzern anspornen sind: 1. leichte Regelung der Dampftemperatur, 2. leichte Einschaltung in die vorhandene Rohrleitung, 3. beliebiger Aufstellungsplatz, 4. lange Lebensdauer des Überhitzers, 5. sparsamer Betrieb und 6. gute Ausnützung des Brennstoffes.

Für die Anschaffung von Zentralüberhitzern sprechen in der Hauptsache: 1. große Quantitäten Dampf, welche zur Erzeugung und zum Verbrauch kommen und 2. Umstände, die große Änderungen in der bestehenden Kesselanlage wegen Betriebsstörung nicht zulassen.



Zentralüberhitzer mit direkter Befeuerung u. vorgeschalteter Wasservorlage.

Fig. 26. Z. A.: Über Zentralüberhitzer.

Bei Neuanlagen wird man, um die größte Ökonomie im Dampfkessel selbst zu haben, den Überhitzer in den Dampfkessel einbauen. Kommen jedoch solch lange Rohrleitungen in Betracht, daß trotz hoher Temperatur des Dampfes kein Vorteil erreichbar

ist, so ist es besser, den Zentralüberhitzer in der Nähe des Verwendungszweckes aufzustellen.

Die Feuerung des Zentralüberhitzers ist, wenn die Heizgase unmittelbar vom Roste aus an die dampfführenden Röhren gebracht werden, der wunde Punkt derselben. Es können die bei guter Bedienung des Feuers auf dem Roste erzeugten hohen Anfangstemperaturen der Heizgase nicht nutzbringend verwendet werden, da dieselben zu heiß an die Dampfröhren gelangen und ein Ausglühen derselben verursachen. Um dies zu verhindern werden Einrichtungen zur Zuführung überschüssiger Luft getroffen, um die Temperatur der Heizgase abzukühlen, ja es wird sogar ein Teil der Heizgase durch eine Umschaltklappe direkt vom Rost nach dem Fuchs geleitet, was natürlich ebenso wie die Zuführung überschüssiger Luft zu Verlusten in der Ausnutzung des Brennstoffes im Zentralüberhitzer führen muß. Um nun diese Nachteile der Zentralüberhitzer dauernd zu beseitigen, führte die frühere Firma A. Leinveber & Co., G. m. b. H. in Gleiwitz i. Schl. folgende Zentralüberhitzer aus:

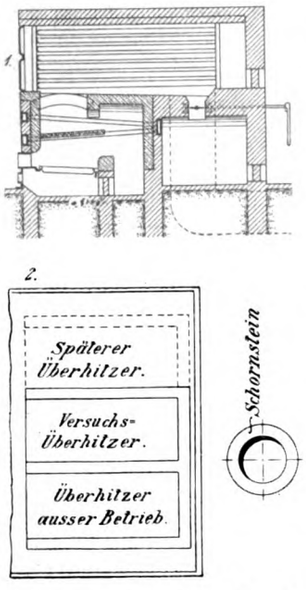


Fig. 27. Z. A.: Über Zentralüberhitzer.

1. Zentralüberhitzer mit direkter Feuerung und vorgeschalteter Wasservorlage und
2. Zentralüberhitzer mit direkter Feuerung und vorgeschalteter Kesselvorlage.

Die Bauart 1 ist in Fig. 26 dargestellt, während ein Zentralüberhitzer der zweiten Art auf S. 45 d. J. 1909 dieser Zeitschr. veranschaulicht und beschrieben wurde.

Beide Bauarten haben den Vorteil, daß die auf dem Roste erzeugten hohen Anfangstemperaturen gewinnbringend zum Vorwärmen von Wasser bezw. zur Erzeugung von Dampf ausgenutzt werden. Es kann mithin bei diesen Ausführungen die Feuerung so bedient werden, daß die Verbrennung mit dem niedrigsten Luftüberschuß auf dem Roste vor sich geht. Eine Beschädigung des Überhitzers ist undenkbar, da die Heizgase mit Temperaturen an diesen gelangen, wo ein Durch-

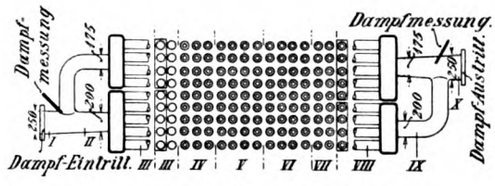


Fig. 28. Z. A.: Über Zentralüberhitzer.

brennen der Röhren ausgeschlossen ist. Die Leistung und Lebensdauer der beiden Zentralüberhitzerbauarten kommt einer guten Kesselanlage gleich.

Die Zentralüberhitzer mit Kesselvorlage sind konzessions- und revisionspflichtig wie gewöhnliche Dampfkessel.

Bei den Zentralüberhitzern Bauart 1 ist jedoch darauf zu achten, daß das vorzuwärmende Wasser nicht zu luftreich ist, da sonst einem schnellen Verschleiß der Röhren durch Durchrosten Vorschub geleistet wird.

Nachstehend ist ein Versuch an einem Zentralüberhitzer Bauart 1 wiedergegeben, welcher über die Leistung des Überhitzers sowie der Wasservorlage Aufschluß gibt.

Heizfläche (vgl. Fig. 27).				
„ direkte des Zentralüberhitzers		qm	240	240
„ strahlende „ „		„	119	119
„ der Wasservorlage		„	14	14
Rostfläche				
„ der Feuerung 1900 breit × 1800 kg		qm	3,42	3,42
Höhe des Schornsteins		m	36,000	36,0
obere l. W. d. „		„	1,400	1,4
vgl. Fig. 28.	Querschnitt I	qm	0,04908	0,04908
	„ II	„	0,05546	0,05546
	„ III	„	0,062458	0,062458
	„ IV	„	0,051981	0,051981
	„ V	„	0,050285	0,050285
	„ VI	„	0,048461	0,048461
	„ VII	„	0,044073	0,044073
	„ VIII	„	0 039499	0,039499
	„ IX	„	0,05546	0,05546
	„ X	„	0,04908	0,04908
Datum der Versuche			Versuch I	Versuch II
			5. 4. 1908	12. 4. 1908
Dauer			7St.52Min.	7St.52Min.
Brennstoff				
Erbs-Staubkohle vom Kaiser-Wilhelmschacht.				
Heizwert des Brennstoffes		WE		5705
Chemische Zusammensetzung	Kohlenstoff	%		59,45
	Wasserstoff	„		4,37
	Sauer- und Stickstoff	„		11,83
	Schwefel	„		1,75
	Asche	„		15,60
	Wasser	„		7,00
Gesamtkohlenverbrauch		kg	3900	5343
Kohle in der Stunde		„	495,96	679,18
„ „ „ „ pro qm Rostfläche		„	145,01	198,15
Anfangstemperatur auf dem Rost		°C		1360
Heizgastemperatur am Eintritt in den Überhitzer		„		906
„ „ „ Austritt aus dem „		„	305	340
Für Vorwärmung des Wassers gebrauchte Temperatur		„		294
„ Überhitzung „ Dampfes „ „		„		566
Zugstärke im Fuchs in Wassersäule		mm	16	20
CO_2-Gehalt der Fuchsgase in		vol.%	7	11,16
O- „ „ „ „		„	11,5	7,3
Vielfaches der theoretischen Luftmenge				1,53
Eintritt der Verbrennungsluft unter den Rost		°C	20	17
Dampf				
Temperatur d. gesättigten Dampfes am Überhitzereintritt		°C	183,5	182,6
Dampfspannung		kg/qcm	9.5	9,3
Temperatur d. überhitzten Dampfes am Überhitzeraustritt		°C	313	307
Dampfspannung		kg/qcm	9,4	9,0
Überhitzung		°C	129,5	124,4
spez. Wärme			0,53	0,53
zur Überhitzung nötige Wärmeeinheiten		WE	68,63	65,93
Spannungsabfall im Zentralüberhitzer		kg/qcm	0,1	0,3
Gesamtwärme von 1 kg gesättigten Dampfes		WE	662,46	662,19
„ „ 1 „ überhitzten „		„	731,09	728,12
Gewicht von 1 cbm gesättigten Dampfes		kg	5,34	5,22
„ „ 1 „ überhitzten „		„	4,24	4,12
Dampfmenge durch den Überhitzer gesandt		„	65082	100387
„ „ „ „ „ pro Stde.		„	8273,136	12761,05
Gesamtleistung des Überhitzers an Dampfüberhitzung		WE	4466577	6618515
„ „ „ „ „ in der Stunde		„	567795	841336
Leistung eines qm direkter Heizfläche			2365	3505
Wasser				
„ durch die Vorlage ohne Druck gesandt		kg	235980	246245
„ „ „ „ „ „ „ i. d. Stde.		„	29997	31302
Temperatur des Wassers beim Eintritt in die Vorlage		°C	8	2,5
„ „ „ „ Austritt aus der „		„	44	47
Erwärmung des Wassers in der Vorlage		„	36	44,5
Gesamtleistung der Vorlage		WE	8495280	10957902
„ „ „ in der Stunde		„	1079898	1392953
Leistung eines qm Vorlageheizfläche		„	77135	99496
„ „ „ „ in der Stunde (umger. auf 637 WE)		kg	121,1	156,2
Wärmebilanz				
Gesamte zur Vorwärmung abgegebene Wärme		WE	8495280	10957902
„ „ Überhitzung „ „		„	4466577	6618515
durch den Brennstoff erzeugte Gesamtwärme		%		30481815
Nutzeffekt des Zentralüberhitzers		„	WE 3292	WE 57,7%
Verloren durch abziehende Gase		„	1085	„ 19,1 „
„ „ Strahlung, Asche usw.		„	1328	„ 23,2 „
Geschwindigkeit d. Dampfes bei Querschnitt	I	gesättigt	8,85	13,9
	II	gesättigt	7,8	12,3
	III	gesättigt	6,9	10,9
	IV	überhitzt, mit Austritt Temperatur eingesetzt (Fig. 28).	11,09	17,2
	V		11,4	17,8
	VI		12,1	18,5
	VII		13,08	20,4
	VIII		14,6	22,7
	IX		10,4	16,1
	X		11,8	18,2

Moderne Dampferzeuger und Armaturen

Branchen-Ausgabe I des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur".

Schriftleitung: Ingenieur F. Wilcke, Leipzig.

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Der Borsigsche Kettenrost.

Mit Abbildungen, Fig. 29 u. 30.

Zusammenfassung. Beschrieben ist ein nach dem Prinzip der amerikanischen Wanderroste gebauter und für mechanischen Antrieb durch Gesperre berechneter Kettenrost, der sich speziell dadurch kennzeichnet, daß starke und schwache Rostglieder auf Gelenkstäben zur Anwendung gekommen sind, und daß nur die Vorderachse Kettenräder, die hintere dafür eine einfache Trommel trägt.

Unter den, nach dem Muster der amerikanischen Wanderroste konstruierten deutschen Ketten- oder Wanderrosten erfreut sich der von A. Borsig in Tegel gebaute wohl der weitesten Verbreitung. Das mag einerseits davon herrühren, daß der Rost an sich konstruktiv verhältnismäßig einfach ist, weiter aber auch davon, daß die praktischen Erfolge, die mit diesem Typ bisher erzielt werden konnten, schnell in weiteren Kreisen bekannt wurden. Dazu kommt, daß sich nachweislich gerade dieser Rost für die verschiedensten Kohlensorten und die verschiedensten Kesseltypen verwendbar erwiesen hat.

Der Rost an sich besteht aus dem Beschickungsapparat a, der eigentlichen Rostanordnung f und der Entaschungseinrichtung. Der Beschikkungsapparat umfaßt zunächst den Fülltrichter a; dieser enthält bei a_1 einen Stellschieber, der die Möglichkeit bietet, das aus dem Trichter der Feuerung zufließende Kohlenquantum innerhalb ziemlich weiter Grenzen zu verändern und die Kohlenzufuhr gänzlich abzustellen. Zur Verstellung des Schiebers a_1 bedient man sich der aus Zahnrad, Zahnstange und Handrad bestehenden Stellvorrichtung.

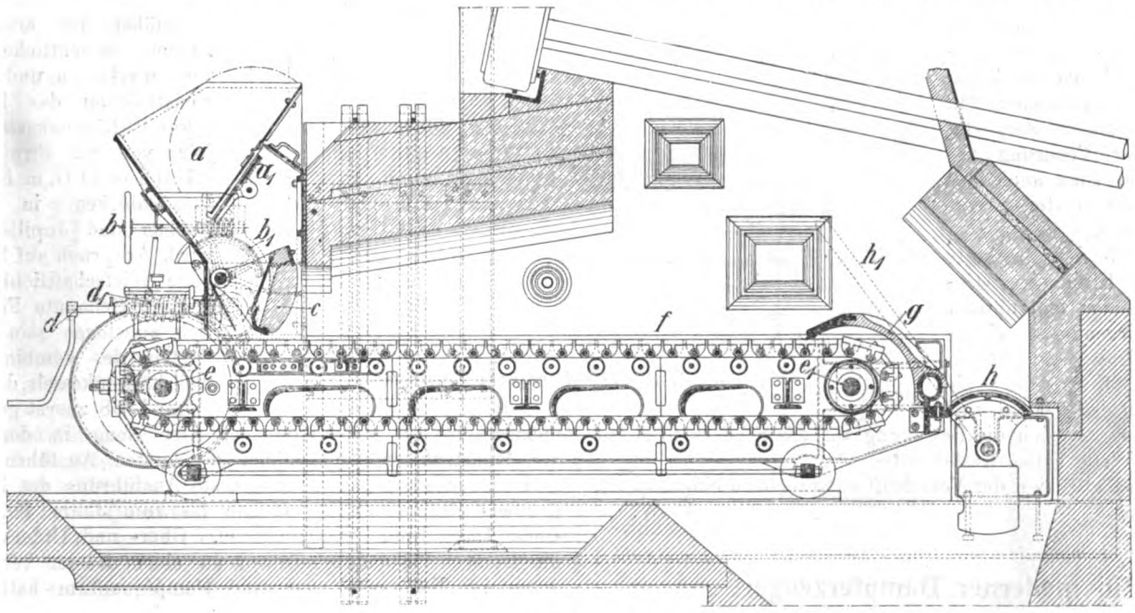


Fig. 29. Z. A.: Der Borsigsche Kettenrost.

Aus dem Trichter a fällt die Kohle auf den Rost; sie passiert dabei den freien Raum hinter dem Schieber c; dieser letztere kann mit Hilfe eines Zahnsegmentes b_1, sowie einer Schnecke auf der Welle b um seine eigene Welle ausgeschwungen werden. An sich besteht er aus einem rechten und linken, ev. auch noch mittleren Segment sowie einem Schamottesteinfutter. Letzteres ist dem Feuerraum zugekehrt und lediglich zu dem Zweck eingefügt worden, um ein Verbrennen des Schiebers durch zurückdrückende Gase zu verhindern. Der Schieber an sich soll es ermöglichen, auf dem Roste jede gewünschte Kohlenschicht einzustellen. Um ihn leichter bewegen zu können, ist der Schieber c durch ein Gegengewicht ausbalanziert. Ebenso ist vor der Welle des Drehschiebers c in der Wand des Fülltrichters eine Klappe vorgesehen, um von hier aus den Rost befahren oder wenn nötig von Hand beschicken zu können.

Die Rostkonstruktion umfaßt zunächst den sog. Wagen und weiter den eigentlichen Kettenrost. Der Wagen trägt die beiden Achsen e e_1, sowie zwei Rollensysteme, über die sich die Rostkette selbst hinwegbewegt. Die Rostketten bestehen aus einer großen Anzahl von Rostgliedern, die unter sich durch Bolzen bezw. Gelenkstäbe zusammengehalten werden. Vorn unterhalb des Schiebers c sind zwischen den ersten drei Rollen noch Luftabschlußplatten eingefügt, die übrigens nicht nur dem Zwecke des Luftabschlusses dienen, sondern zugleich auch eine Unterlage für die Rostkette selbst bilden, da letztere gerade an dieser Stelle möglichst gerade geführt werden muß, um ein Durchfallen von Kleinkohle zu vermeiden.

Zu beachten ist, daß bei der vorliegenden Konstruktion nicht nur der belastete Trum des Kettenrostes, sondern auch der zurücklaufende unbelastete Trum auf Rollen geführt sind. Dadurch wird jeder Überanstrengung der Rostkette, wie sie beispielsweise beim Durchhängen des unteren Trums vorhanden sein würde, vorgebeugt. Von den beiden Achsen e e_1 ist die hintere e_1 in feste, die vordere dagegen in innerhalb gewisser Grenzen horizontal verschiebbare Lager gebettet, andernfalls würde man die Kette nicht genügend spannen können. Zum Spannen bedient man sich der aus Fig. 29 ersichtlichen Spannschrauben.

Eine weitere Eigentümlichkeit der Borsigschen Rostkonstruktion ist darin zu finden, daß nur die Vorderachse e wirkliche Kettenräder trägt, auf der hinteren e_1 dagegen eine Gußtrommel montiert ist, dadurch werden Unregelmäßigkeiten im Transport der Kette vermieden.

Der Wagen besteht aus den beiden Wangen, den Achsen und den die Achsen unter sich verbindenden Zugstangen. Die Wangen sind unter sich ebenfalls versteift und zwar wurden dazu, wie aus Fig. 29 ersichtlich, **T**-Träger verwendet, die durch Winkellaschen an den Wangen festgemacht sind. Im übrigen ist jede der beiden Wangen der Länge nach mehrteilig, um kleinere und besser zu transportierende Gußstücke zu bekommen. Die Rollen auf den beiden Achsen des Wagens sind gewöhnliche Scheiben, die in **U**-förmigen Schienen ihre Führung finden. Die Schienen wiederum ruhen auf kräftigen **I**-Trägern als Unterlagen und sind so lang, daß man den ganzen Rost aus der Feuerung herausfahren kann.

Das hintere Ende des Rostwagens wird durch den Schlackenstauer ausgefüllt; dieser besteht aus einem plattenartigen Vorderteil und dem gebogenen Hinterteil g. Der letztere greift klauen-

artig über einen Hohlträger hinweg, der von Wagenwange zu Wagenwange gespannt ist, außerdem legt er sich mit einem unteren Fortsatz gegen eine Spannplatte, mit welcher die Schlackenstauer schwebend über dem Rost gehalten werden. An dieser Spannplatte ist mit Hilfe von Schrauben gleichzeitig eine Stellplatte befestigt, gegen die sich die gewölbte Platte des Schlackenschiebers h anlegt. Letzterer läßt sich mit Hilfe eines Handhebels h_1 um seine Achse im Quandranten ausschwingen, wodurch die Möglichkeit gegeben ist, die auf ihm angesammelte Schlacke und Asche in den Aschenfall zu befördern.

Die Arbeitsweise des Kettenrostes sollte ja eigentlich durch die früheren Beschreibungen solcher Einrichtungen an dieser Stelle bekannt sein, sie möge aber trotz alledem hier noch einmal kurz angedeutet werden.

Aus dem Trichter a fällt der Brennstoff, einreguliert durch den Schieber a_1, auf den Rost vor den Drehschieber c. Das Rostband nimmt nun stets nur soviel Brennstoff mit, als der vorher eingestellte Schieber c hindurchläßt. Der Transport, d. h. die Geschwindigkeit des Rostbandes, kann der fortschreitenden Verbrennung der Kohle genau angepaßt werden, so daß nur Asche und Schlacke an den Schlackenstauern ankommt. Die Schlacke gleitet alsdann über die Stauer hinweg auf den Schieber h. Letzterer wird, wie schon oben angedeutet, zeitweise umgelegt, um so die Rückstände in den Aschenfall zu entleeren.

Ist an dem Kettenrost eine Reparatur auszuführen, so hat man nichts weiter nötig, als die Verbindung mit der Transmission zu lösen und die ganze Rostanlage aus der Feuerung herauszufahren, worauf sich die Reparatur anstandslos vornehmen läßt. Da während dieser Zeit das Mauerwerk der Feuerung zugänglich st, so kann auch eine Reparatur dieses letzteren vorgenommen werden.

Der Antrieb der Rostkette geschieht mit Hilfe eines Gesperres mit oberer und unterer Klinke, von irgendeiner Kraftquelle aus. Das Gesperre betätigt durch Kegelräder die Schnecke d_1 auf der Welle d, und von dieser überträgt sich die Bewegung auf das Schneckenrad auf der vorderen Welle e des Kettenrostes.

Sämtliche Räder sind der Vorschrift entsprechend eingekapselt.

F. W.

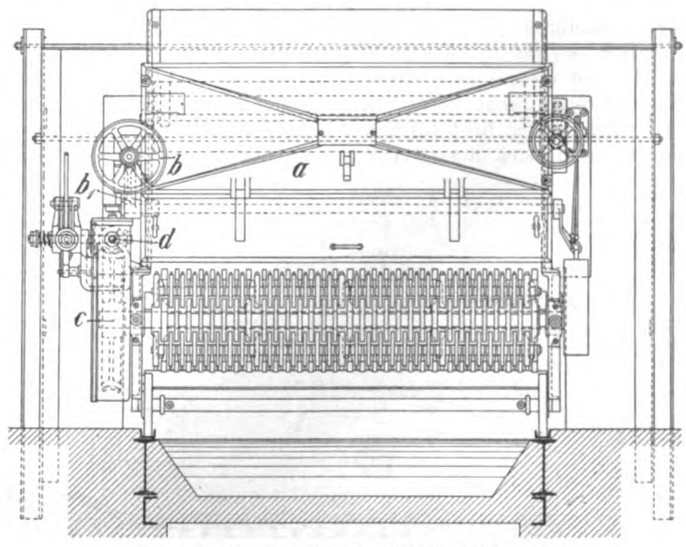


Fig. 30. Z. A.: Der Borsigsche Kettenrost.

Ein moderner Dampferzeuger.

Von Oberingenieur **Paul Koch** in **Düsseldorf.**

Mit Zeichnungen auf Tafel 20 und Abbildung, Fig. 31.

Zusammenfassung. Beschrieben und durch Zeichnungen veranschaulicht, ist ein kombinierter Flamm- und Feuerrohrkessel mit Überhitzer von 500 qm Kesselheizfläche berechnet für 12 at. Betriebsdruck. Der Unterkessel hat drei Wellflammrohre mit vorgebauten Wurfautomaten, der Oberkessel 224 Feuerrohre. Der Überhitzer ist als Schlangenrohr-Apparat gedacht. Das Rohrsystem gestattet das Mischen von heißem und satten Dampf, ebenso die Entnahme von nur sattem oder nur überhitztem Dampf. Die Einmauerung erfolgte nach dem sog. Bogensystem, der Kessel ist eine Verbesserung des bekannten Weinligkessels.

Bei der Herstellung von Dampfanlagen sind bezüglich der Wahl der Dampferzeuger wichtige Fragen zu ventilieren, denn es muß bei der heutigen scharfen Konkurrenz von seiten der Gas- und Rohölmaschinen usw. eine Dampfanlage geschaffen werden, die dauernde Betriebssicherheit bei billigster Dampferzeugung gewährleistet und eine nicht zu hohe Kapitalanlage erfordert. Als Maschine, welche den erzeugten Dampf verarbeitet, kommt nur die Kolben-Dampfmaschine oder die Dampfturbine in Betracht. Die Frage jedoch, welches unter unter den vielen Dampfkesselsystemen das beste ist, wird sehr verschieden gelöst, und leider wird oft ein Kesselsystem gewählt, das an Betriebssicherheit und Wirtschaftlichkeit viel zu wünschen übrig läßt.

Für kleine Anlagen wird der Ein- bezw. Zweiflammrohrkessel das bevorzugte System bleiben. Anders verhält es sich mit den Großanlagen des Dampfbetriebes. Hier gilt es, ein System zur Ausführung zu wählen, das gestattet, eine dauernde Wirtschaftlichkeit im Betriebe zu erreichen, und zwar muß die Wirtschaftlichkeit in großer Einfachheit begründet sein, wobei die Bedienung und die Unterhaltung ebenfalls einfach wird. Bei vielen Kesselsystemen wird die Wirtschaftlichkeit in der Dampferzeugung erst dadurch erreicht, daß dem Kesselsystem noch ein weiterer Apparat angegliedert wird, welcher eine Herabminderung der Heizgase und dadurch eine Wasservorwärmung erzeugt, welch letztere dem Kesselsystem eine Entlastung in der Beanspruchung der Dampferzeugung gibt. Diese an den Dampferzeuger angegliederten Apparate erfordern, wenn sie den Zweck der Wirtschaftlichkeit erfüllen sollen, Bedienung, Reinigung und Reparaturen, ganz abgesehen von den besonderen Anschaffungskosten und den Kosten für die Grundfläche und Gebäude.

Ein Dampferzeuger, welcher die größte Wirtschaftlichkeit im Betriebe bietet und die Vorzüge größter Einfachheit in der Konstruktion besitzt, sowie gestattet, große Heizflächen auf kleinster Grundfläche unterzubringen, ist der kombinierte Cornwall-Heizröhrenkessel (Flammrohr-Feuerrohrkessel).

Das System dieses Kessels ist nicht neu, sondern schon ca. 40 Jahre bekannt. Die Bauart des Kesselsystems hat jedoch gegenüber den ersten Ausführungen wesentliche Verbesserungen erfahren, und zwar hat die Konstruktion des kombinierten Cornwall-Röhrenkessels, wie solche jetzt von der Firma Jacques Piedboeuf G. m. b. H., Dampfkesselfabriken in Düsseldorf, Aachen und Jupille ausgeführt wird, Anspruch auf Solidität und hohe Wirtschaftlichkeit im Betriebe. Genannte Firma hat es sich angelegen sein lassen, das System des kombinierten Cornwall-Röhrenkessels, das von ihr im Jahre 1868 zuerst gebaut wurde, unausgesetzt zu vervollkommen. Der Gang in der Wandlung der Konstruktion*) gegenüber der ersten Ausführung sei hier in Kürze wiedergegeben. Die erste Ausführung des kombinierten Cornwall-Röhrenkessels erfolgte bis zum Jahre 1879 mit nur einem Dampfraum im Oberkessel. Ober- und Unterkessel waren durch zwei Verbindungsstutzen zu einem Kessel vereinigt. Das ganze im Unterkessel erzeugte Dampfquantum hatte auf dem Wege durch die beiden Stutzen zum Dampfraum des Oberkessels eine hohe Wassersäule zu überwinden; es verursachte dies Wallungen des Wasserspiegels, namentlich bei verstärkter Dampfentnahme. Das Bestreben, diese Wallungen zu beseitigen und den durch seine gute Leistung und sparsamen Kohlenverbrauch rasch beliebt gewordenen Kessel zu einem alle Ansprüche befriedigenden Dampferzeuger zu machen, führte nach vielseitigen Versuchen im Jahre 1871 zu der Konstruktion mit zwei Dampfräumen. Bei dieser hat sowohl der Unterkessel, wie der Oberkessel seinen besonderen Dampfraum, während der Wasserraum gemeinschaftlich bleibt und nach wie vor nur ein Wasserstand, der im Oberkessel, zu beobachten ist.

Ober- und Unterkessel sind durch einen 500 bis 700 mm weiten, aus einem Stück geschweißten Stutzen am hinteren Ende verbunden. Vor diesem Stutzen ist im Scheitel des Unterkessels, an dessen Mantel eine Querwand dampfdicht angenietet, deren Unterkante mindestens 200 mm vom höchsten Punkte der beiden Feuerröhren absteht. Der sich nach dem Anheizen im Unterkessel bildende Dampf, durch die Querwand am Entweichen nach oben verhindert, sammelt sich am Scheitel des Unterkessels und

*) Man denke hierbei an die Typen von Tischbein und Weinlig. D. Red.

drückt mit seinem rasch zunehmenden Volumen den Wasserspiegel solange herunter, bis er einen Ausweg findet. Dieser wird ihm, bevor er die Unterkante der Querwand erreicht und unter dieser her durch den Stutzen aufsteigen kann, mittels eines einfachen Apparates verschafft, welcher die Ableitung des Dampfes in den Oberkessel selbsttätig bewirkt und reguliert.

Dadurch, daß der Kessel nur einen Wasserraum hat, ist nur eine Speisung erforderlich, die beliebig in den Ober- und Unterkessel geschehen kann. Das Speisen in den Unterkessel ist vorzuziehen, weil in diesem Falle die Ausscheidungen zum größten Teil im Unterkessel bleiben, der ebenso leicht zu befahren und zu reinigen ist wie jeder gew. Cornwallkessel, während in den Oberkessel nur gekochtes, d. h. von seinen hauptsächlichsten Beimengungen befreites Wasser steigt, infolgedessen in diesem die Niederschläge nicht von Belang sein können. In der Mitte zwischen den Feuerröhren bleibt ein genügend breiter, freier Raum zum Befahren und Reinigen. Die Röhren sind eingewalzt und können ohne Schwierigkeit einzeln ausgezogen und wieder eingesetzt werden; ihre Dauerhaftigkeit ist eine sehr große, da sie nicht dem direkten Feuer ausgesetzt sind und daher nicht leiden. Ein Teil der Röhren ist zum Zwecke der Verankerung der Kesselböden mit Gewinde eingesetzt. Das dauernd zuverlässige Dichthalten der Röhren in den gewölbten Böden wird erreicht durch eine besondere Art des Bohrens und Fräsens der Rohrlöcher mittels eigenartiger Werkzeuge.

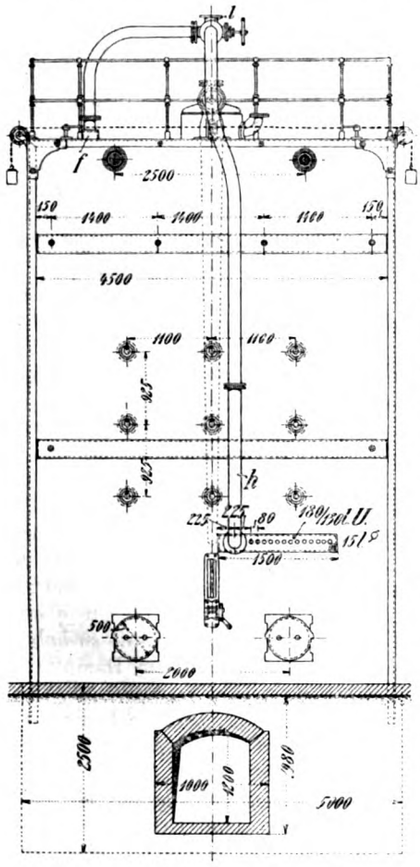


Fig. 31. Z. A.: Ein moderner Dampferzeuger.

Die hinter der Querwand liegende Abteilung des Unterkessels ist stets mit Wasser gefüllt, eine Überhitzung der hinteren Stirnwand durch die den Feuerzügen entsteigenden Feuergase mithin unmöglich. Bei der hohen Wassersäule über den Feuerröhren kann überhaupt niemals gefährlicher Wassermangel eintreten, da zuvor diese ganze hohe Wassersäule verdampft sein müßte.

Die Ausnutzung des Brennmaterials ist bei diesem Kesselsystem die denkbar vollständigste, daher auch die Leistung pro Kilo Brennstoff die höchst erreichbare. Zahlreiche Versuche im Dauerbetriebe haben einen Nutzeffekt bis zu 82 % ergeben, wodurch Apparate zur Ausnutzung der Fuchsgase überflüssig werden.

Die Ausführung der Kessel ermöglicht, 600 bis 700 qm Heizfläche in einem Kessel unterzubringen.

Der auf beifolgender Tafel 20 und in Fig. 31 *) dargestellte Cornwall-Röhrenkessel hat eine Heizfläche von 500 qm und wurde für die Brüsseler Weltausstellung 1910 angefertigt. Die Konstruktion des Kessels, sowie die Vernietungen sind aus den Figuren der Tafel ersichtlich.

Die am Kessel zur Ausführung gebrachte Überhitzerkonstruktion verdient insofern besondere Beachtung, als der Überhitzer im Nebenstrom angeordnet ist. Der Vorteil dieser Anordnung ist eine lange Lebensdauer des Überhitzers. Für die Überhitzung des Dampfes genügt ein Teil der auf dem Roste entwickelten Heizgase, da bei diesem Kesselsystem die Heizgase mit höheren Temperaturen an den Überhitzer gelangen als bei Cornwallkesseln.

Die ganze Art des Kesselsystems mit zugehörigen Überhitzer ist eine einfache, der Ausnützung der Heizgase und Wirtschaftlichkeit rechnungtragende, und die Bedienung des Kessels stellt an den Heizer keine Anforderungen, bei Ausrüstung der Kessel mit automatischen Rostbeschickern ist ein Heizer sogar in der Lage eine ganze Batterie solcher Kessel zu bedienen, so daß mit niedrigen Unterhaltungskosten der Kesselanlage zu rechnen ist.

Zwei neue Armaturen für Dampfkessel.

Mit Abbildungen, Fig. 32 bis 34.

Zusammenfassung. Beschrieben werden ein verhältnismäßig einfaches Hochdruck-Abschlämmventil und ein selbsttätiger Dampfkessel-Speiseregler; letzterer mit Reguliergefäß, Gegengewicht und einigen Nebeneinrichtungen.

Wohl mit eine Folge der ununterbrochenen Hinweise auf die Wichtigkeit des regelmäßigen Abschlämmens der Dampfkessel, sind die verschiedenen Abschlämmapparate, die in letzter Zeit wieder neu auftauchten. Allerdings sind die meisten derselben, praktisch wertlos, weil sie nicht die Vorbedingungen für eine dauernde Betriebssicherheit, d. h. Verwendbarkeit erfüllen. Teils sind sie zu kompliziert, teils haben sie bewegte Teile, die sich mit der Zeit festschleifen müssen. Vielfach fehlt bei ihnen auch die Möglichkeit, die absperrenden Teile während des Betriebes wieder einzuschleifen.

Von einem brauchbaren Abschlämmorgan muß man eben verlangen, daß es unter vollem Betriebsdruck eingeschliffen werden kann; ferner soll ein Verlust an Wasser durch Undichtigkeiten der Abschlußflächen ausgeschlossen sein und endlich soll es sich unter jedem Kesseldruck öffnen und schließen lassen und zwar möglichst gleich vom Heizerstande aus, also ohne daß der Heizer erst in die Ablaßgrube hinabzusteigen braucht.

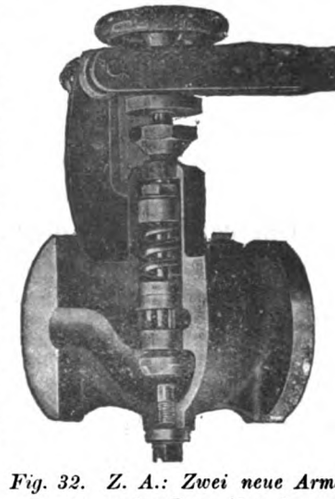


Fig. 32. Z. A.: Zwei neue Armaturen für Dampfkessel.

Das neue **Hochdruck-Abschlämmventil** der Firma P. Herweg in Düsseldorf, das Fig. 32 im Vertikalschnitt wiedergibt, löst gerade die letzte Forderung in einfacher Weise. Es kann nämlich vom Heizer von seinem Stande aus durch einen Fußtritt beeinflußt werden. Ein Tritt auf den in Fig. 32 unterhalb des Stellrades sichtbaren Hebel betätigt das Ventil. Ist es erwünscht, daß man den Kegel unter vollem Kesseldruck herausnehmen kann, so wird das Ventil in der Weise ausgeführt, daß es unten statt der in Fig. 32 erkennbaren Schraube noch ein Handrad hat. Dann läßt sich das Ventil, eben mittels dieses zweiten Handrades, durch

*) Auf der Tafel und in Fig. 31 bezeichnet: a den Feuerrohrkessel mit 224 Rohren von je 95 mm äußerem Durchmesser und 3¼ mm Wandstärke, davon 22 Ankerrohre zu je 6¼ mm Wandstärke; b den Flammrohrkessel mit den drei Well-Flammrohren c c_1 c_2; d d_1 d_2 die drei Rostbeschicker; e die Dampfleitung zum Ventil i und der Überhitzer-Anschlußleitung; f die Zulaufkammer am Überhitzer g und h das Heißdampfrohr vom Überhitzer nach dem Ventil i. Die Überhitzerkammern haben 180 × 130 mm lichte Weite und 20 mm dicke Wandungen. Das Sicherheitsventil am Dome des Oberkessels ist ein sog. Hochhub-Sicherheitsventil von 125 mm lichtem Durchmesser. Die Hauptleitungen e und h haben 150 mm lichte Weite; dieser entsprechen auch die Durchgänge der Ventile. Das Sicherheitsventil auf dem Kasten f des Überhitzers hat 30 mm Bohrung, das Ausblasventil ebenda 15 mm.

Die Einmauerung des Kessels ist nach dem sog. Bogentypus erfolgt, d. h. die seitlichen Wände des Kesselgemäuers wurden zwischen senkrecht, in gewissem Abstande aufgestellte und durch Anker im richtigen Abstande voneinander gehaltene I-Träger als Kappen eingewölbt. So wird jedes Nachaußentreiben des Gemäuers verhindert und gleichzeitig an Mauerwerk gespart, ohne daß darunter die Solidität desselben irgendwie gelitten hätte.

Über die Nietung des Kessels geben die Fig. 6 bis 10 der Tafel Auskunft. D. Red.

einen besonderen Kegel verschließen. Die Feder befindet sich in diesem Falle nicht wie beim dargestellten Ausführungsbeispiel im, sondern außen auf dem Ventilgehäuse, nämlich unterhalb des Fußtritthebels auf der Spindel.

Das Ventil Fig. 32 mit geradem Durchgange wird auch als Eckventil ausgeführt. Es ist in sechs Größen erhältlich, deren kleinste einen Durchgang von 30 und deren größte einen solchen von 80 mm hat. Die Baulänge stellt sich für Ventile nach Fig. 32 auf 170 mm für das kleinste und 240 mm für das größte Ventil; für Ventile mit zwei Stellrädern ist sie um 30 mm beim kleinsten und 20 mm beim größten Ventil größer.

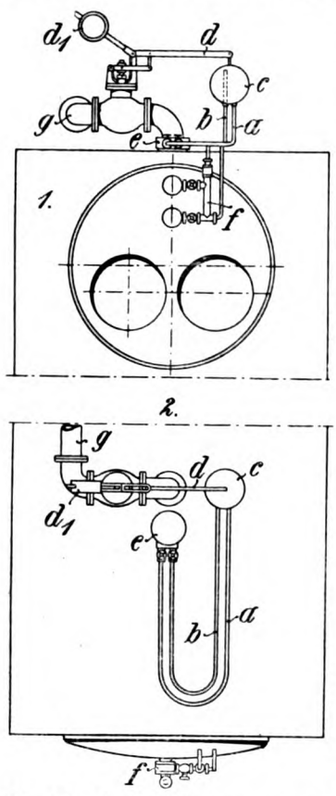


Fig. 33. Z. A.: Zwei neue Armaturen für Dampfkessel.

Dem durch Fig. 34 in der Ansicht und durch Fig. 33 in seiner Anordnung am Kessel veranschaulichten selbsttätigen Dampfkessel-**Speiseregler** fehlen Membranen, Schwimmer und sonstige leicht sich abnützende Mechanismen. Er sorgt für gleichmäßigen Wasserstand im Kessel selbst dann, wenn die Beanspruchung des Kesesls eine starke ist. Ebenso lassen sich die erforderlichen Anschlußrohre (vgl. Fig. 33) an jedem Stutzen des betr. Kessels oder am Wasserstandskopfe anbringen.

Der Regler umfaßt das kugelige Reguliergefäß c, die beiden Rohre a b, und den das Reguliergefäß haltenden zweiarmigen Hebel d, auf dessen zweiten Arme ein Gegengewicht d_1 verstellbar angeordnet ist. Von den aus Kupferblech hergestellten federnden Rohren führt das mit dem Reguliergefäß verbundene nahe bis zu dessen Aufhängung. Das zweite endet nahe der tiefsten Stelle der Kugel. Das ersterwähnte Rohr ist das Regulierrohr, das zweite das Wasserrohr. Beide sind das eine Mal an die Flansche a, also unmittelbar an den Kessel an geschlossen, das andere Mal mittels Zwischenstückes an den Körper des Wasserstandes. In der Speiseleitung e befindet sich das mit dem Doppelhebel d verbundene Speiseventil.

Das Regulierrohr b führt Dampf.

Ein bewährter Kondenswasser-Rückleiter.

Mit Abbildung, Fig. 35.

Zusammenfassung. Beschrieben ist ein sog. „Kondens-Automat" deutscher Herkunft, der das Kondenswasser selbsttätig mit nahezu Kesseltemperatur wieder in den Dampfkessel zurückbringt und so Brennstoff sparen hilft, weiter aber auch zur Schonung des Kessels beiträgt, indem ja Kondenswasser keinen Kesselstein mehr enthält. Die Wirkungsweise basiert auf der Anwendung von Schwimmern in einem auf den Kesseldruck berechneten geschlossenen Gefäß.

Der Kondenswasser-Rückleiter ist dazu bestimmt, das in Dampfleitungen Heizungen usw. sich bildende Kondenswasser ohne Dampfpumpe und Injektor sofort nach seinem Entstehen, also ohne den bisher unvermeidlichen Wärmeverlust, automatisch in die Dampfkessel zurückzuführen. Bisher wurde das Kondenswasser demgegenüber meist in der Weise verwertet, daß man es in einem Bassin sammelte, aus dem es nach Bedarf mittels Dampfkraft in die Kessel gepumpt wurde. Daß hierbei nahezu die ganze Wärme verloren ging, ist klar. Darnach erscheint der Automat also als tatsächliche Notwendigkeit.

Über die Vorteile die ein solcher Kondenswasser-Rückleiter für den Fall bietet, daß das Kondenswasser durch ihn, statt durch eine Pumpe dem Kessel wieder zugeführt wird, orientiert folgendes von der Firma H. Hammelrath & Co., G. m. b. H., in Cöln a. Rh.-Müngersdorf, aufgestelltes Rechnungsbeispiel:

„Eine Heizungsanlage, die unter 4 at. Dampfdruck steht und eine Kondenswassermenge von stündlich 2000 l gibt, sei mit einer Kondenswasser-Rückleitung versehen. Durch die Rückleitung kehrt das gesamte Kondenswasser, unbeeinflußt von der Außentemperatur, also unter vollem Drucke, in stetem Kreislaufe, in geschlossener Leitung (z. B. bei 4 at. mit ca. 150°) selbsttätig wieder als Speisewasser in die Kessel zurück.

Die vorhandene Pumpe konnte demgegenüber das Kondenswasser nur mit höchstens 70 bis 80° in die Kessel pumpen, da Pumpen Wasser höherer Temperatur eben nicht ansaugen, ohne daß bedeutende Schwierigkeiten wegen der Behandlung und des Verschleisses der Pumpen erwachsen würden. Dazu käme, daß eine viel höhere Temperatur ohne eine Rückleitung wohl auch überhaupt kaum zu erzielen sein würde, da das Kondenswasser in dem Augenblick wo es den Kondenstopf verläßt, den ganzen Druck (in diesem Falle von 4 at.) sofort verliert, und, nunmehr unter atmosphärischem Drucke höchstens 100° C Wärme besitzen kann. In den meisten Fällen muß das Kondenswasser außerdem noch eine gewisse Zeit im Sammelbassin stehen bleiben, wodurch noch eine weitere Temperaturverminderung entsteht, so daß das Wasser, wie schon gesagt, im günstigten Falle mit 70 bis 80° C wieder zur Verwendung gelangen kann.

Im obigen Falle würden demnach bei zehnstündiger Arbeitszeit durch den Automaten täglich 20000 l, statt mit 70 bis 80° mit nahezu 150° verwertet, also täglich so viel Kohlen gespart werden, als nötig ist, um ∼ 20000 l Wasser auf ca. 70° zu erwärmen". —

Der in Fig. 35 dargestellte Apparat wirkt in der Weise, daß das Kondenswasser durch den Stutzen e, vor welchem ein Rückschlagventil anzubringen ist, in den Apparat eintritt. Sobald der untere Schwimmer u vom Kondenswasser überspült wird, hebt er sich und trägt gleichzeitig den ebenfalls geschlossenen oberen Schwimmer o, ohne indessen noch so viel Auftriebskraft zu haben, um das Dampfventil k, das den Apparat mit dem Dampfraum des Kessels verbindet, zu beeinflussen. Dieses Dampfventil öffnet sich erst wenn das Kondenswasser auch den oberen Schwimmer o überspült hat, also beide Schwimmer vereint ihre Arbeitskraft betätigen können.

Durch die Auftriebskraft der beiden Schwimmer wird also das Dampfventil geöffnet, durch welches dann Dampf von voller Kesselspannung in den Apparat eintritt; es entsteht infolgedessen im Apparat, welcher 2 m über dem mittleren Wasserstande des Kessels plaziert wird, der gleiche Druck wie im Kessel und das

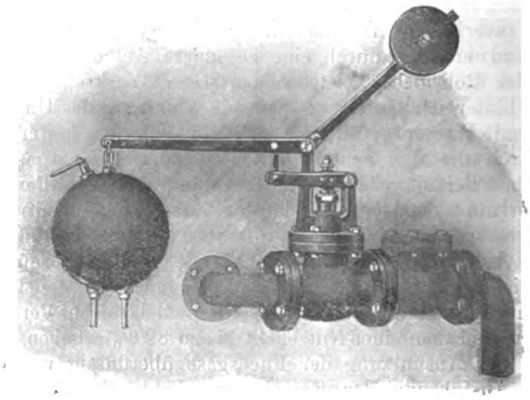


Fig. 34. Z. A.: Zwei neue Armaturen für Dampfkessel.

in dem Apparate befindliche Kondenswasser fließt durch sein eigenes Gefälle in den oder die tieferliegenden Kessel ab.

In der Rohrleitung vom Apparat zum Kessel hat man ebenfalls ein Rückschlagventil anzubringen.

Sobald das gesamte Wasser aus dem Apparat herausgeflossen und der untere Schwimmer u daher nicht mehr in der Lage ist, den geöffneten Ventilkegel sowie den oberen Schwimmer zu tragen, schließt sich das Dampfventil und es kann das Wasser wieder durch den Stutzen e in den Apparat einfließen. Auf diese Weise wiederholt sich das Spiel immer von neuem, und man erreicht durch die Anwendung des Apparates mit zwei geschlossenen Schwimmern

den Vorteil, daß sich der Apparat stets ganz füllen und vollständig entleeren muß. Der Auftrieb des Schwimmers o ist außerdem derartig, daß der Apparat bei einem Kesseldruck von 15 at. ebensogut funktionieren muß wie bei einem solchen von 3 at. Demnach übt also der Kesseldruck keinen Einfluß auf die Wirkungsweise des Apparates aus, und daher wird auch bei schwankendem Kesseldrucke die Funktion des Apparates nicht beeinflußt oder der Apparat gar ganz verhindert.

Ein bemerkenswerter Fortschritt auf dem Gebiete der Gasverbrennung.

Von G. L.

Mit Abbildung, Fig. 36.

Zusammenfassung. Berichtet wird über das sog. flammenlose Heizverfahren — die flammenlose Verbrennung —, bei dem ein brennbares Gasgemenge gegen eine poröse, feuerfeste Masse geleitet wird, in deren Poren sie eindringt und wo sie unter größter Hitzeentwicklung ohne Flammenbildung verbrennt.

Zum Schluß werden die Verwendungsmöglichkeiten des Verfahrens kurz beleuchtet.

Ende des vorigen Jahres hielt Professor William A. Bone aus Leeds vor dem „American Gas Institute" in St. Louis, N.-A., einen Vortrag, in dem er etwa folgendes ausführte:

Wenn eine brennbare Gasmischung auf eine poröse, feuerfeste, glühende Substanz auftrifft und in ihre Poren eindringt, so findet unter gewissen Umständen in den Poren oder besser gesagt, in den Schichten, in denen sich Gas und feste Substanz berühren, eine äußerst intensive Verbrennung der Gasmischung statt. Die dabei sich entwickelnde starke Hitze erhält den festen Körper glühend, ohne eine Flamme zu entwickeln.

Diese Tatsachen brachten mich, so betonte Bone, auf den Gedanken, die **flammenlose Gasverbrennung** für industrielle Heizzwecke zu verwenden. Die wichtigeren Eigenschaften des Prozesses wurden in den Experimentierräumlichkeiten des Werkes von Wilson & Mathiesons, Ltd. in Leeds näher erforscht. Wesentlich für den neuen Vorgang ist, daß eine homogene Explosivmischung von Gas und Luft in dem für vollständige Verbrennung geeigneten Verhältnis (oder auch mit einem kleinen Überschuß an Luft) im Kontakt mit einem körnigen, glühenden Körper ohne Flammenerzeugung verbrannt wird. Dabei wird ein großer Teil der potentiellen Energie des Gases sofort in Strahlung umgewandelt:

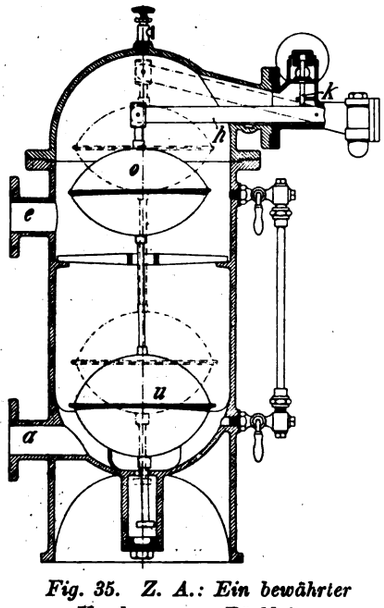


Fig. 35. Z. A.: Ein bewährter Kondenswasser-Rückleiter.

Die Vorteile dieser Verbrennungs- und Heizungsmethode sind folgende:

1. durch die glühende Fläche wird die Verbrennung sehr beschleunigt, und sie kann an den Stellen besonders konzentriert werden, wo besondere Hitze gewünscht wird;
2. die Verbrennung ist vollkommen bei nur einem kleinen Überschuß an Luft;
3. ohne besondere Vorrichtungen kann eine außerordentlich hohe Hitze erzielt werden;
4. wegen der starken Entwicklung von Strahlungsenergie geht die Übertragung der Hitze vom Entstehungsort zum Bestimmungsort sehr schnell vor sich.

Noch interessanter wie diese rein wissenschaftlichen Tatsachen sind ihre Verwendungsmöglichkeiten. Die den wissenschaftlichen Ausführungen am nächsten stehende Verwendungsart ist nachstehende: Die homogene Gasmischung wird mittels leichten Drucks durch ein poröses Diaphragma (Skz. 1, Fig. 36) aus feuerfestem Material gepreßt. Beim Austreten wird das Gas entzündet, dann läßt man nach und nach Luft zutreten. Die Flamme leuchtet bald nicht mehr, wird immer kleiner und verschwindet schließlich ganz, wobei im gleichen Verhältnis die Oberfläche der körnigen Platte glühend wird. Die entgegengesetzte Seite der Vorrichtung ist vollkommen kalt. Ein derartiges Plattendiaphragma kann in jeder beliebigen Lage, d. h. in jedem Winkel von der horizontalen bis zur vertikalen Stellung benutzt werden. Die Dauerhaftigkeit und Strahlungskraft eines Diaphragmas, das mit Kohlen- oder Koksofengas, mit Naturgas oder auch kohlenstoffhaltigem Wasser-

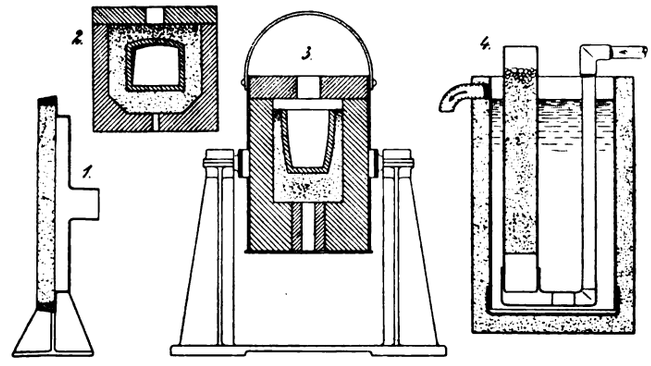


Fig. 36. Z. A.: Ein bemerkenswerter Fortschritt auf dem Gebiete der Gasverbrennung.

gas geheizt werden kann, ist nach sehr langem Gebrauch unvermindert.

Eine zweite Form ist die Verbindung (vgl. Fig. 36, Skz. 2) des Prinzips mit Apparaten der Praxis; zunächst z. B. einem Schmelztiegel. Der eigentliche Schmelzraum ruht dabei in feuerfestem, körnigem Material. Die Gasmischung wird von unten mit ziemlicher Geschwindigkeit, um ein Rückbrennen zu vermeiden, durch die enge Ofenöffnung eingetrieben und beginnt natürlich, sobald sie mit dem glühenden Tiegelfutter in Berührung kommt, zu verbrennen. Die dabei entstehende Hitze ist so stark, daß bald das ganze Futter glüht.

Genau derselbe Vorgang spielt sich bei Heizung einer Muffel (Skz. 3, Fig. 36) durch flammenlose Gasverbrennung ab. In einer dritten Anwendungsform, bei der es sich um das Schmelzen von Metall handelt, braucht jedoch der Schmelzprozeß nicht unterbrochen zu werden, sondern läßt sich tagelang weiterführen. Hier ist ein gut bekleideter Tank (Skz 4, Fig. 36), mit geschmolzenem Blei gefüllt. In diesen wird ein eiserner Tubus von 7 1/2 cm lichter Weite, der mit dem bekannten körnigen, feuerfesten Material gefüllt ist, eingelassen. Das Verbrennungsgas strömt durch das eine Rohr zu. Nach einiger Zeit kann man festes Blei nachfüllen und das flüssige Metall durch das dem Zufluß gegenüberliegende Abflußrohr ablassen.

Experimente mit derartigen Behältern mit bis zu 8 t Metall Inhalt und einer Reihe von Heiztuben haben nach dem Bericht im „Institute" zufriedenstellende Ergebnisse gezeitigt.

Die Einmauerung des Flammrohrdampfkessels und das moderne Kesselhaus.

Mit Abbildungen, Fig. 37 u. 38.

(Schluß aus Heft 8.)

Zu beachten ist ferner, daß das Mauerwerk den Kessel in seinen Bewegungen nicht hindern darf. Man wird infolgedessen das Gemäuer nie auf den Kessel abstützen, sondern als „sich selbst tragendes" aufführen. Das Frontgemäuer läßt man in Form eines mindestens 1/2 Stein starken Rundbogens lose um den Kessel herumlaufen.

Nach oben wird der Kessel durch eine Decke abgeschlossen, die man früher, gern als Flachschicht ausführte. Zwischen Kessel und Decke wurde dann trockener Sand oder ausgebrannte Koksasche eingebracht. Besser ist, die Sand- oder Koksaschenfüllung fortzulassen und das Kesselgemäuer durch 1/2 Stein starke Kappen abzuschließen, die zwischen alten Eisenbahnschienen oder I-Trägern, 75 cm weit, gewölbt sind. Darüber ordnet man eine Deckschicht von 1/2 Stein Dicke an.

Zwischen der Decke und dem Kessel beläßt man einen Luftraum von nicht unter 7 cm Höhe; da die in diesem befindliche

Luft nicht wechselt, so erwärmt sie sich mit der Zeit auf Dampftemperatur und verhindert dann ein Wiederabkühlen des Dampfes im Dampfraum des Kessels.

Der Dom wird entweder mit Kieselgur oder mit Mauerwerk ummantelt.

Vor dem Kessel wird eine Grube angeordnet, von der aus das Ablaßventil oder der Abblashahn und die Reinigungstüren zugänglich sind. Die Grube wird nach oben durch geriffelte Bleche abgedeckt. Die Sohle der Grube erhält Neigung nach einem Siel, damit das etwa abtropfende Wasser sofort abfließen kann. Alle Fugen werden mit Zement ausgeschmiert.

Hat man zwei oder mehr Kessel in einem Mauerwerksblocke unterzubringen, so mauert man sie nach Fig. 24 uud 25 (in Heft 8) ein. Dabei können die Flammrohre einander abgekehrt oder einander zugekehrt liegen. Beide Anordnungen sind üblich.

Die mittlere Wand wird stets nur einfach ausgeführt, desgleichen übergreift die Verankerung stets beide Kessel. Der Fuchs wird so gewählt, daß sein Querschnitt mit der Anzahl der in ihm einmündenden Füchse wächst. Also Q_f für den ersten Fuchs $= h_1 \cdot b_1$, worin $h_1 =$ Höhe und $b_1 =$ Breite des ersten Fuchses ist.

Wenn zwei Kessel in einen Fuchs gehen, so wird:

$$Q_{f_2} = (h_1 \cdot b_1) + (h_2 \cdot b_2).$$

Bei drei Kesseln ist:

$$Q_{f_3} = (h_1 \cdot b_1) + (h_2 \cdot b_2) + (h_3 \cdot b_3)$$

und so fort.

Die Einzelfüchse dürfen nie senkrecht in den Sammelfuchs münden, sind vielmehr stets in der Richtung des Gaslaufes zu krümmen. Sonst würden die Gase sich stoßen.

Um mit wenig Worten über den zweckmäßigen Ausbau des modernen **Kesselhauses** wegzukommen, sei nachstehend die Einrichtung des von J. A. Topf & Söhne in Erfurt errichteten neuen Kesselhauses der kgl. u. herz. Kommunion-Berginspektion des Rammelsberges Goslar an Hand der Skizzen Fig. 37 und 38 kurz beschrieben.

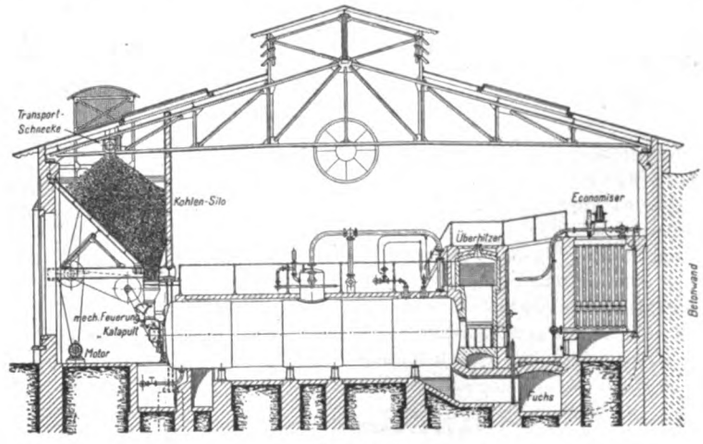


Fig. 37.

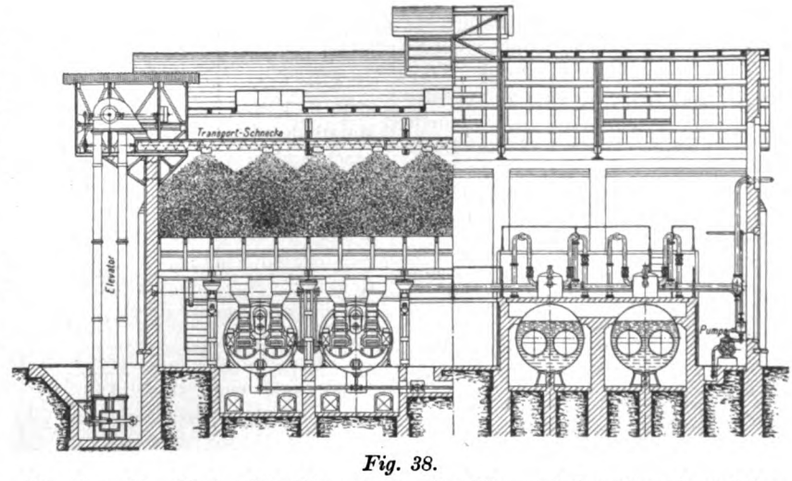


Fig. 38.

Fig. 37 u. 38. Z. A.: Die Einmauerung des Flammrohrdampfkessels und das moderne Kesselhaus.

Das Kesselhaus enthält allerdings noch Flammrohrkessel, ist im übrigen aber mit allen modernen Einrichtungen wie Kohlensilo (= Speicher), selbsttätigen Rostbeschickern, Überhitzer, Ekonomiser (d. h. Speisewasser-Vorwärmer) usw. versehen.

Die Kohle wird mit Hilfe eines Elevators und einer Transportschnecke in den Kohlensilo befördert. Die Einrichtung ist so getroffen, daß der Siloraum so gut wie möglich ausgenützt wird. Aus diesem Grunde wurde auch eine Transportschnecke statt der sonst für die Verteilung der Kohle im Silo üblichen Transportbänder angeordnet.

Die Elevatorgrube ist mit einem Rost abgedeckt, dessen Maschenweite ca. 100/80 mm beträgt. Fremdkörper oder zu große Kohlenstücke werden also zurückgehalten. Der Rost ist so kräftig, daß grobstückige Kohle auf demselben zerschlagen werden kann, und infolgedessen können solche Kohlensorten, also auch eine mit groben Stücken durchsetzte Förderkohle, ohne weiteres Verwendung finden. Der Antrieb der Anlage erfolgt durch einen Elektromotor von 5 PS, der für den Betrieb der Kohlentransport-Anlage und der mechanischen Feuerung ausreicht. Mit Rücksicht auf den geringen Aschengehalt der zur Verwendung in Aussicht genommenen Steinkohle konnte von besonderen Einrichtungen für die Aschenentfernung Abstand genommen werden.

Jeder Kessel wurde mit einem Topfschen indirekt beheizten Dampfüberhitzer zur Überhitzung des Dampfes auf 350 Grad C. ausgerüstet. Die Überhitzer sind hinten über dem Kessel regulier- und ausschaltbar angeordnet und mit Vorrichtungen versehen, die eine Reinigung der Rohre von Flugachse usw. während des Betriebes jederzeit ermöglichen.

Das Speisewasser wird zur bestmöglichen Ausnutzung der Heizgase durch eine Abdampf-Vorwärmer-Anlage auf etwa 40 Grad vorgewärmt, und außerdem durch einen Rauchgas-Vorwärmer geleitet. Dieser Vorwärmer besteht aus vertikal angeordneten gußeisernen Röhren mit Schaber-Vorrichtung, die elektrisch angetrieben wird.

Die Einmauerung der Kessel mit den Überhitzern sowie des Ekonomisers wurde unter Anwendung des Bogensystems ausgeführt. Diese Einmauerung bietet eine größere Gewähr für dauerndes Dichthalten des Mauerwerkes als glatte Einmauerungen. Das Topfsche Bogensystem kennzeichnet sich dadurch, daß eine kräftige Eisenverankerung, bestehend aus in kleinen Abständen aufrecht angeordneten I-Trägern, bzl. C- oder T-Eisen, welche durch Rundeisenanker unter sich verbunden sind, als Gerippe für die Außenwände dient; diese werden dann zwischen den Vertikalen als Spannbögen mit dem Scheitel nach dem Kessel zu gemauert. So wird jedes Eindringen von Luft durch aufgerissene Fugen im Rauhgemäuer sicher vermieden. Ebenso ist jedes Herausdrücken des Mauerwerkes zur Unmöglichkeit geworden, zumal hinter den Bögen Isolierschichten angeordnet sind.

Die Fuchsanlage ist so angeordnet, daß man den Ekonomiser benutzen kann, gleichviel ob 2, 4 oder 5 Kessel sich in Betrieb befinden. Durch Anordnung eines Reservefuchses ist es jedoch ermöglicht, auch ohne Benutzung des Ekonomisers mit der Kesselanlage zu arbeiten. Die Züge eines jeden Kessels können mit Hilfe eines Topfschen Rauchkanalschiebers mit luftdichter Führungshülse jederzeit von dem Fuchs getrennt werden, ohne daß ein Eintreten der Luft aus den Zügen der außer Betrieb befindlichen Kessel zu befürchten ist. Die Abgase treten infolgedessen, ohne daß sie eine Abkühlung durch zutretende Luftmengen erfahren, in den Ekonomiserraum.

Die Speisung der Kessel erfolgt durch Dampfpumpen, die sich dauernd in Betrieb befinden und zwar wird die Zuführung des Wassers in die einzelnen Kessel durch sogenannte Wasserstandsregler selbsttätig reguliert. Die Rohrleitungen sind so angeordnet, daß das Wasser den Kesseln entweder direkt oder unter Benutzung des Ekonomisers zugeführt werden kann. Der Dampf kann als Sattdampf oder als überhitzter Dampf entnommen werden.

Das Arbeiten der Anlage und damit zugleich die Tätigkeit des Personals wird durch einen Differenz-Zugmesser und einen Apparat für die Analysierung der Rauchgase kontrolliert. Beide Apparate, sowie die Manometer sind mit Schreibvorrichtungen versehen.

Juni 1913.

Moderne Dampferzeuger und Armaturen

Branchen-Ausgabe I des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur".

Schriftleitung: Ingenieur F. Wilcke, Leipzig.

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Neuere Dampferzeuger.

Von **F. Wilcke** in **Leipzig.**

Mit Abbildungen, Fig. 39 u. 40.

III. Der Kestner-Kessel.

Ein Steilrohrkesselsystem für sich stellt der Kestner-Kessel dar.

Zwischen einem größeren Oberkessel (vgl. Fig. 39 und 40) und einem kleineren Unterkessel sind die zwei Reihen Verdampfungsrohre in W-Form angeordnet. Dadurch ist es möglich geworden, zungenförmige Lenkplatten einzubauen, welche die Heizgase so führen, daß dieselben die Rohre stets senkrecht treffen und bestreichen.

Diese neuartige Führung der Heizgase bezweckt eine möglichst scharfe Abgabe der Wärme an die Rohre, die noch durch die stete Wirbelung der Gase, die gleichzeitig die sog. Rauchverbrennung begünstigt, erhöht wird. Die Rohre werden infolgedessen sehr gleichmäßig beheizt und demzufolge auch ausgedehnt; ebenso kann, da der Unterkessel frei an den Rohren hängt, ein Verziehen der Rohre und Undichtwerden der Einwalzstellen nicht eintreten.

Die in den mittleren Verdampfungsrohren liegenden und über diese an beiden Enden hinausragenden Wasserumlaufrohre erzeugen eine stete und zwangläufige Wasserzirkulation, welche durch entgegenströmenden Dampf nicht aufgehalten werden kann, weil diese Rohre nicht beheizt sind und infolgedessen in denselben, selbst bei hoher Beanspruchung des Kessels, eine Dampfentwicklung nicht stattfindet.

Nach Yarrow gibt es bei denjenigen Steilrohrkesseln, bei denen ein Teil der beheizten Rohre als Wasserrücklaufrohre dienen, einen bestimmten Grad der Kesselbeanspruchung, bei welchem auch in den weniger beheizten Rohren der Auftrieb der aufsteigenden Dampfblasen so stark ist, daß dadurch der Wasserumlauf beeinträchtigt wird und schließlich ein Gleichgewichtszustand oder Hin- und Herpendeln im Rohrbündel stattfindet. Von diesem Zeitpunkt an haben wir es nur mit einem heftigen Kochen im Kessel zu tun, bei welchem das Wasser von den Dampfbläschen geiserartig emporgeschleudert wird und ein Kreislauf des Wassers ganz aufhört. Eine Folge dieses Zustandes ist das Entstehen von nassem Dampf.

Beim Kestner-Kessel tritt dagegen bei Steigerung der Dampferzeugung auch eine Steigerung der Wasserzirkulation ein, weshalb der Kestner-Kessel selbst bei starker Beanspruchung noch technisch trockenen Dampf liefert. Infolgedessen eignet sich der Kestner-Kessel, auch für Betriebe mit schwankender Dampfentnahme, der er sich ganz besonders anzupassen vermag. Haben doch Versuche ergeben, daß ein Kestner-Kessel, der normal mit 20 kg pro qm und Stunde belastet war, 15 bis 20 Minuten lang Dampfstößen von ca. 40 bis 50 kg pro qm und Stunde nachkam und dabei kaum einen Druckfall von $^1/_2$ at. aufwies. Derartige wechselnde Belastungen wiederholten sich bei dem Kessel stündlich etwa zweimal.

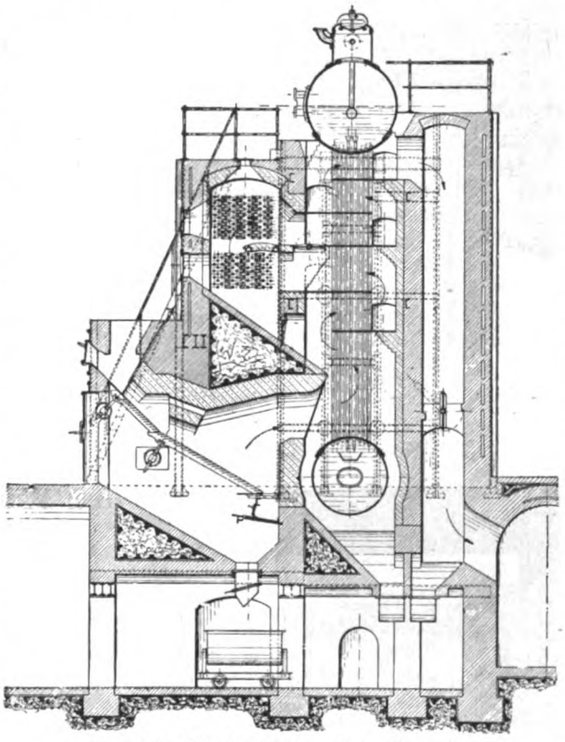


Fig. 39. Z. A.: Neuere Dampferzeuger.

Da ferner die Wasserumlaufrohre frei in den Verdampfungsrohren hängen, so können sie auf die Ausdehnung dieser Rohre auch nicht hindernd einwirken, es wird also auch durch die Wasserumlaufrohre die Beweglichkeit des Kessels nicht beeinträchtigt.

Im Kestner-Kessel werden weiter auch die im Speisewasser befindlichen Kesselsteinbildner infolge der eigenartigen Anordnung der Speisung ausgeschieden und in Schlammform in dem Unterkessel abgelagert, aus welchem sie leicht durch Abblasen entfernt werden können. Damit der Schlamm nicht durch die starke Zirkulation aufgewühlt wird, sind im Unterkessel Ablenkbleche angebracht.

Ein bereits seit zwei Jahren im Betrieb befindlicher Kestner-Kessel, dessen Speisewasser ca. 30 Härtegrade aufweist und welches nicht gereinigt wird, soll, wie mir die Firma Paul Kestner in Dortmund mitteilt, bis heute keinen Kesselsteinansatz gezeigt haben.

Flugasche soll sich ebenfalls im Kestner-Kessel nicht ansetzen. Ebenso kann die sich auf den Zuglenkplatten ablagernde Flugasche die Heizfläche wohl kaum beeinträchtigen, weil die Zungen nur bis an die Rohre heranreichen.

Die nachstehenden Versuchsergebnisse sind an einem, wie aus dem amtlichen Bericht hervorgeht, am Tage des Versuches bereits seit über sechs Wochen Tag und Nacht ununterbrochen im Betriebe stehenden, also vor dem Versuche nicht gereinigten Kessel*) gewonnen.

Versuchsergebnisse

an einem Kestner-Kessel der Halleschen Pfännerschaft A.-G., Werk Pfännerhall bei Wernsdorf, erbaut von der Wegelin & Hübner A.-G. in Halle a/S.

Versuchsleitung: Sächs.-Thür. Dampfkessel-Revisions-Verein zu Halle a/S.

Datum des Versuches	23. Okt. 1912.
Dauer des Versuches	8 Stdn., 28 Min.
Röhrenheizfläche des Kessels	245,6 qm
Überhitzerfläche	80,0 „
Rostfläche	12,6 „

a) Brennmaterial:

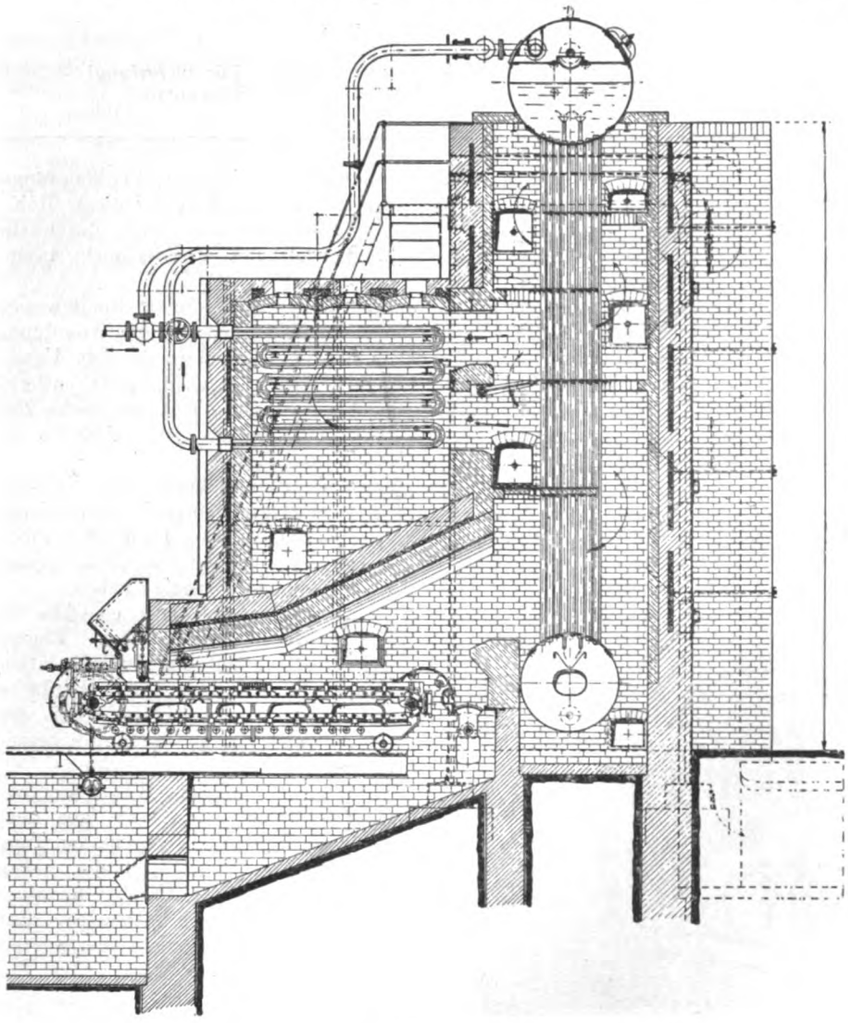
1. Heizwert lt. kalorimetrischer Ermittelung von Dr. H. Langbein, Niederlößnitz	2553 WE
2. Gesamtverbrauch	16510 kg
3. Brenngeschwindigkeit pro Stunde und qm Rostfläche	154,76 „
4. Herdrückstände	214,5 „
5. Flugasche, den Zügen entnommen . .	227,8 „

b) Speisewasser:

1. Temperatur im Mittel	12,25° C
2. Verdampft im Ganzen	41892 kg

*) Den Kestner-Kessel führen soviel dem Verfasser bekannt, aus: Paul Kestner, Dortmund, Wegelin & Hübner A.-G., Halle a/S., Hallesche Maschinenfabrik und Eisengießerei, Halle a/S., Maschinenbauanstalt Humboldt, Cöln-Kalk, Dingler'sche Maschinenfabrik, Zweibrücken und Carlshütte A.-G., Altwasser i/Schl.

3. Verdampft in 1 Stunde (Dampf von 13,21 at. und 366° C) auf 1 qm Röhren-Heizfläche . . . . . 20,14 „ *)
4. Desgl. bezogen auf Wasser von 0° C und Dampf von 100° (639,7 WE) . . 23,59 „



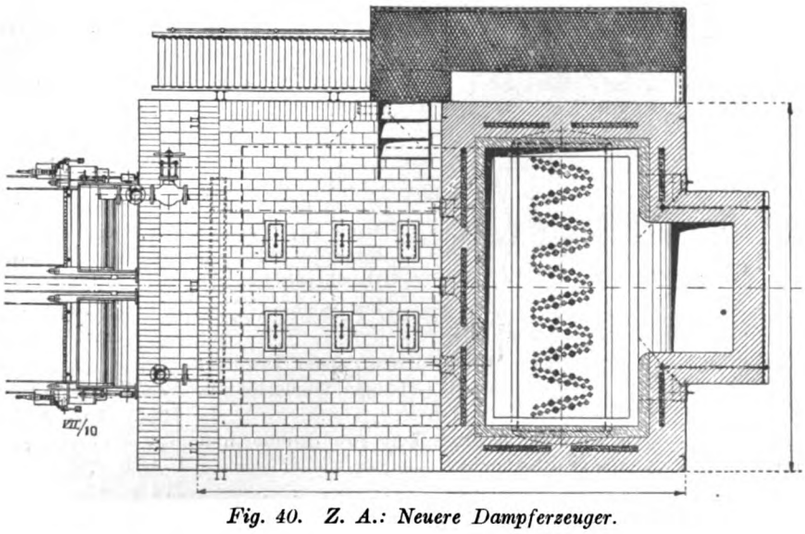


Fig. 40. Z. A.: Neuere Dampferzeuger.

5. Verdampft in 1 Stde. auf 1 qm Röhren-Heizfläche und bezogen auf Wasser von 100° Dampf von 14 at. Überdruck und 350° C (Garantiedampf) . . . . . 23,23 „

*) Die Beanspruchung des Kessels war durch die Betriebsverhältnisse begrenzt. Die Belastung war eine dauernd sehr schwankende.

c) Dampf:

1. Mittlerer Dampfdruck (Überdruck) . 13,21 kg/qmm
2. Mittlere Temperatur des Sattdampfes . 194,69° C
3. Mittlere Temperatur des überhitzten Dampfes . . . . . 366,00° C
4. Erzeugungswärme für 1 kg = 669,87 — 12,35 = ... 657,64 WE
5. Überhitzungswärme für 1 kg = (366,00 — 194,69) 0,535 = . . 91,65 „
6. Gesamtwärme . . . . . 749,29 „

d) Heizgase:

1. Mittl. Temperatur vor dem Überhitzer . . . . . 654,0° C
2. Mittl. Temperatur hinter dem Überhitzer . . . . . 472,0° „
3. Mittl. Temperatur vor dem Schieber 278,5° „
4. Mittl. Temperatur der Verbrennungsluft . . . . . 14,8° „
5. Mittlerer Gehalt an Kohlensäure . 11,4 %
6. Mittlerer Gehalt an Sauerstoff . . 7.8 %
7. Mittlere Zugstärke in der Feuerung 5 mm WS
8. Mittlere Zugstärke vor dem Schieber . . . . . 18 bis 19 „ „

e) Verdampfungsziffer:

1. 1 kg Brennmaterial hat aus Wasser von 12,23° C Dampf von 13,21 at. Überdruck und 366° C erzeugt . 2,54 kg
2. Desgl. bezogen auf Wasser von 0° C und Dampf von 100° C . . . . 2,97 „

f) Wärmebilanz:

1. Nutzbar gemacht zur Dampfbildung 65,36 %
2. Nutzbar gemacht zur Überhitzung 9,11 „
3. Verlust durch freie Wärme in den Heizgasen (Schornsteinverlust) . . 20,56 „
4. Verlust durch Strahlung, Leitung pp. (Restverlust) . . . . . 4,97 „

100,00 %

g) Gesamtnutzeffekt der Kesselanlage: einschließlich Überhitzung . . . 74,47 %

Der Wärmebedarf von Trockenanlagen.

Von Ingenieur **Paul Kochte** in **Beuthen.**

(Fortsetzung aus Heft 5.)

Die für die Trockung erforderliche Wärmemenge berechnet sich nun unter Benutzung der unter a) aufgestellten Gleichungen wie folgt:

Nach Gleichung 2a:

$$W_1 = \frac{29 - 10}{24}\,[3000 \cdot 0{,}8 + 4500 \cdot 1]$$

$$= \sim 5400 \text{ WE/Std.}$$

Nach Gleichung 3:

$$W_2 = \frac{4500}{24}\,[606{,}5 - 0{,}695 \cdot 29]$$

$$= \sim 110000 \text{ WE/Std.}$$

Zur Berechnung von W_3 nach Gleichung 4 ist erst der Wert g festzustellen nach Formel 4b:

Für $t_5 = 20°$ C und $\alpha_5 = 95\,\%$ ist:

$$\alpha_5\, d_5 = 0{,}95 \cdot 20 = 19.$$

Für $t_0 = 10°$ C und $\alpha_0 = 70\,\%$ ist:

$$\alpha_0\, t_0 = 0{,}70 \cdot 9{,}36 = 6{,}35$$

unter Benutzung der Tabelle. Es ist also der Wassergehalt:

$$g = \left[1 + \frac{20 - 10}{273}\right] 19 - 6{,}55 = \sim 13{,}15 \text{ gr/m}^3$$

der abgehenden Luft größer als der von 1 m³ der angesaugten Luft von + 10 ° C.

Um nun dem Trockengut die Wassermenge von $G_w =$ 4500 kg/24 Std. zu entziehen und wegzuführen, sind nach Gleichung 4a:

$$v_5 = \frac{4500}{24} \cdot 1000 \cdot \frac{1}{13{,}15} = 14350 \text{ m}^3 \text{ Luft/Std.}$$

erforderlich.

Unter Berücksichtigung der Volumenänderung bei veränderlicher Lufttemperatur sind im Luftkondensator nach Gleichung 4a:

$$v_0 = \frac{14350}{1 + \frac{20-10}{273}} = \sim 14000 \text{ m}^3/\text{Std.}$$

von $t_0 = + 10$ ° C anzusaugen und zu erwärmen. W_3 kann nun berechnet werden:

$$W_3 = 0{,}305\,[14350 \cdot 20 - 14000 \cdot 10] = \sim 45000 \text{ WE/Std.}$$

Die Temperatur der Luft fällt in der Leitung vom Luftkondensator nach der Trockenanlage, im vorliegenden Falle von $t_4 = 40$ ° C auf $t_6 = 38$ ° C, und ändert auch ihr Volumen entsprechend. Um festzustellen, ob die berechnete Luftmenge den ganzen Wärmebedarf zu transportieren vermag, muß auch hier wieder die gleiche Kontrollrechnung wie unter a) vorgenommen werden.

Das Volumen v_4 der den Luftkondensator verlassenden Luft beträgt nach Gleichung 5:

$$v_4 = 14000 \left[1 + \frac{40-10}{273}\right] = \sim 15400 \text{ m}^3$$

und enthält nach Formel 6:

$$w = 40 \cdot 15400 \cdot 0{,}305 = 188000 \text{ WE.}$$

Beim Eintritt in die Trockenanlage ist das Volumen nach Gleichung 7:

$$v_6 = \frac{15400}{1 + \frac{40-38}{273}} = 15200 \text{ m}^3.$$

Diese Luftmenge enthält nach Gleichung 8:

$$w_1 = 15200 \cdot 38 \cdot 0{,}305 = 176000 \text{ WE.}$$

Der Leitungsverlust beträgt also:

$$W_4 = 188000 - 176000 = 12000 \text{ WE/Std.}$$

nach Gleichung 9.

Im ganzen sind für den Trockenprozeß, also an Wärme, zuzuführen (siehe Gleichung 10):

$$W = 5400 + 110000 + 45000 + 12000 = 172400 \text{ WE/Std.}$$

Da die in die Trockenanlage eingeführte Luft:

$$w_1 = \sim 176000 \text{ WE}$$

enthält, werden also:

$$176000 - 172400 = 3600 \text{ WE/Std.}$$

mehr zugeführt als erforderlich. Dieser geringen Menge wegen (sie entspricht $\sim$ 9,0 kg Abdampf) wird man in der Arbeitsweise der einzelnen Teile der Trockenanlage keine Änderung eintreten lassen.

Zur Hergabe der obengenannten 176000 WE sind:

$$D = \frac{176000}{420} = \sim 420 \text{ kg Abdampf/Std.}$$

erforderlich, welche noch reichlich vorhanden sind.

c) Die zum Trocknen erforderliche Luft soll durch direkten Dampf erwärmt werden.

Anders gestaltet sich die Vorberechnung bei Verwendung von direktem Dampf, weil derselbe nicht kostenlos zur Verfügung steht, wie Abdampf. Die Erzeugungskosten des Dampfes spielen hierbei eine wesentliche Rolle; es muß darauf gesehen werden, die Trockenkosten so niedrig als möglich zu halten.

Um die Lufterhitzerbauart möglichst leicht wählen zu können, wegen Forderung niedriger Anschaffungskosten, wird man den Lufterhitzer mit reduziertem Dampf speisen. Dafür gibt es zwei Wege:

1. Zur Wärmelieferung dient eine Niederdruck-Dampfkesselanlage nach Art derjenigen, wie sie für Zentralheizungen verwendet werden. Alsdann kann fast genau der Rechnungsgang nach a) für Auspuffdampf gewählt werden. Die Wahl der Feuerungsart im Niederdruckkessel wird dann abhängig sein vom Standort der Trockenanlage, weil man selbstverständlich den Brennstoff verfeuern wird, der unter Berücksichtigung des Heizwertes die geringsten Dampferzeugungskosten verursacht. In Braunkohlenbezirken wird man also vorzugsweise Braunkohlenbriketts, an und in der Nähe von schiffbaren Flußläufen oder Eisenbahnlinien aus dem böhmischen Braunkohlenrevier natürlich böhmische Braunkohlen usw. verwenden.

2. Wenn eine Dampfkesselanlage beliebiger Spannung vorhanden ist, ohne daß Abdampf zur Verfügung steht, so wird man den Dampf reduzieren auf 1 bis 2 at. Überdruck. Eine höhere Spannung im Lufterhitzer zu wählen, hat gar keinen praktischen Wert, da der Gesamt-Wärmeunterschied bei höheren Spannungen zwischen den einzelnen Atmosphärendrucken zu gering ist, um die Verwendung höherer Spannung zu rechtfertigen. Die mit der Spannung wachsende Dampftemperatur hat nur einen Einfluß auf die Größe der Lufterhitzerheizfläche.

Bisher erhielt man die niedrige Spannung bei Trockenanlagen allgemein durch Reduzierventile. Diese Art dürfte aber mit rationeller Wärmewirtschaft recht wenig gemein haben nach folgender Überlegung:

Wenn man Dampf von z. B. 8 at. Überdruck auf die für den Lufterhitzer erforderliche Spannung von ca. 1,5 at. reduziert, so geht der Spannungsunterschied im Reduzierventil praktisch verloren. Es würde also für den zum Trocknen erforderlichen Dampf bei seiner Erzeugung eine Wärmemenge nutzlos aufgewendet, um diese Dampfmenge von 1,5 auf 8 at. zu bringen.

An Stelle des Reduzierventils kann man jedoch eine mit Gegendruck arbeitende kleine Dampfmaschine setzen, welche die für die Trockenanlage erforderliche Dampfmenge von 8 auf 1,5 at. reduziert. Alsdann wird der Spannungsabfall in Kraft umgesetzt, um den für die Trockenluftförderung erforderlichen Ventilator anzutreiben. Der Rechnungsgang würde alsdann folgender sein:

Es muß vorerst ungefähr festgestellt werden, welche Luftmenge erforderlich ist, um die der Trockenanlage zuzuführende Wärmemenge zu transportieren. Von der Forderung ausgehend, daß die Dampfeintrittsspannung im Lufterhitzer nicht mehr als 1,5 at. Überdruck betragen soll, ergeben sich folgende Werte für die Berechnung des Wärmebedarfs der Trockenanlage:

$t_1 = + 10$ ° C
$t_3 = + 10$ ° C
$t_4 = 95$ ° C
$t_5 = 30$ ° C
$t_6 = 85$ ° C

$t_7 = \frac{30 + 85}{2} = 57{,}5$ ° C
$G_n = 7500$ kg
$G_t = 3000$ kg
$G_w = 4500$ kg

Zur Trocknung waren nach bereits durchgeführten Rechnungen $\sim$ 188000 WE/Std. der Anlage zuzuführen. Wenn die Luft im Lufterhitzer auf 95 ° C $= t_4$ erwärmt wird, so beträgt das zur Aufnahme der entsprechenden Wärmemenge erforderliche Luftvolumen aus der Gleichung:

$$W = (t_4 - t_0)\, c_L \cdot v_4 :$$

$$v_4 = \frac{W}{(t_4 - t_0) \cdot c_L};$$

$$v_4 = \frac{188000}{(95 - 10)\, 0{,}305} = 7250 \text{ m}^3/\text{Std.}$$

Der zur Förderung dieser Luftmenge genügende Ventilator dürfte ca. 10 PS_i an Kraft brauchen. Eine kleine schnellaufende Dampfmaschine für diese Beanspruchung wird bei 1,5 at. Gegendruck ca. 25 kg Dampf/PS_i/Std. brauchen, so daß dieselbe an Abdampf $\sim$ 250 kg/Std. hergeben würde.

Für das Gesamtergebnis ist der ziemlich hohe Dampfverbrauch für die Krafteinheit nicht von Belang, da der gewonnene Abdampf zur Trocknung noch nicht ausreichen wird, wie sich später noch ergeben wird. Es muß also noch eine geringe Menge direkten Dampfes zugeführt werden. Man kann auch die Dampfmaschine mit etwas höherem Gegendruck arbeiten lassen, worauf der Dampfverbrauch pro PS_i/Std. entsprechend steigen wird. Meist wird man jedoch den Zusatzdampf durch ein Reduzierventil zuführen, weil sonst die Dampfmaschine zu teuer werden würde. Es ist auch zu beachten, daß die Leistung der Trockenanlage zeitweise geringer als normal sein wird. In diesem Falle würde dann der gesamte Gegendruckdampf nicht ausgenützt werden können.

(Schluß folgt.)

Die Herstellung der „mehrfach gestuften" Wellbleche.

Mit Abbildungen, Fig. 41 u. 42.

Zusammenfassung. Es wird ein neues Verfahren — charakterisiert durch die dazu erforderliche Maschine — zur Herstellung von mehrfach gestuften Wellblechen beschrieben, dem augenscheinlich eine praktische Bedeutung nicht abgesprochen werden kann. Benutzt werden Patrize und Matrize.

Wellblech mit gestuften Wellen findet in der Praxis zu Profilierungen mehr und mehr Anwendung. Es sollte deshalb interessant sein, etwas über die Maschine zu hören, die zu seiner Herstellung erforderlich ist. Daß in diesem Falle Maschine und Herstellungsverfahren eins sind, bedarf wohl kaum der Erwähnung.

Als Material dient naturgemäß nur gutes Wellblech. Dasselbe wird nach dem Verfahren mittels einer entsprechend profilierten Matrize und einer aus mehreren Teilen bestehenden Patrize gepreßt. Die Teile der Patrize sind dabei gegeneinander verschiebbar. Das Pressen an sich erfolgt in der Weise, daß nach Festklemmen der einen Seite des zu wellenden Bleches, das Blech bis über die verlangte Wellentiefe in die Matrize hineingezogen wird. Sodann werden, während der mittlere Teil der Matrize auf die verlangte Tiefe der Welle zurückgeht, mittels seitlicher Patrizenteile, die Stufen gepreßt.

Von den Abbildungen zeigt Fig. 42 die Maschine, während die Skizzen der Fig. 41 die Vorgänge beim „Wellen" verdeutlichen.

Um den Arbeitsvorgang zu verstehen, denke man sich unter a eine Gruppe von Matrizen, deren Anzahl sich nach der Breite der zu verarbeitenden Bleche und der gewünschten Wellen richtet; b sind die Patrizenteile (Stempel), die im Niederhalter c angeordnet sind. Die Längenausdehnung der Matrizen und Patrizen sowie des Niederhalters entspricht der größten Länge der Bleche, die in der Presse bearbeitet werden sollen.

Die Matrizen a sind auf dem Maschinenbett mittels Schraubenspindel d und Mutter e verschiebbar, so daß sie nacheinander unter die Patrize gebracht und nach Fertigstellung sämtlicher Wellen aus der Maschine herausgefahren werden können, um das fertig gewellte Blech, das mittels einer Stange f durch den Handhebel g in den Matrizen angelüftet werden kann, zu entnehmen. Der Antrieb der Schraubenspindel d erfolgt unter Zwischenschaltung eines Wendegetriebes von einer Welle h aus, die sowohl maschinell als auch von Hand betätigt werden kann. Zum maschinellen Antrieb ist die Welle h mit einer Kupplung versehen, mittels deren sie mit dem Vorgelege des Motors i verbunden werden kann. Der Antrieb von Hand erfolgt mittels des Rades k; er soll besonders zum genauen Einstellen der Matrizen dienen.

Niederhalter c und Stempel b (Patrizenteile) sind zwischen den Ständern der Maschine auf und ab beweglich geführt. Ihre Bewegung erfolgt unabhängig voneinander durch unrunde Scheiben l auf einer gemeinsamen Welle, weiter aber durch Rollen, die unter Zwischenschaltung von Federn mit dem Niederhalter und dem Stempel n verbunden sind. Die Federn sind mit dem zur Pressung des Bleches erforderlichen Maximaldruck gespannt und geben, wenn dieser überschritten wird, nach; sie dienen so einerseits als Sicherheitsvorrichtung, andernseits zum Ausgleich der verschiedenen Blechstärken. Für den Niederhalter sowohl wie für jeden Stempel sind für die Auf- und Abbewegung besondere Exzenter- oder Scheibenpaare vorgesehen. Die Scheiben sind so geformt, daß der Niedergang der Patrizenteile langsam, der Rückgang schnell erfolgt.

Die Welle m erhält ihren Antrieb vom Motor i aus, mit dessen Vorgelege sie durch eine ausrückbare Kupplung n verbunden werden kann. Das Einrücken der Kupplung erfolgt stets von Hand. Die Kupplung wird jedesmal selbsttätig wieder ausgerückt, wenn nach erfolgter Pressung einer Welle die Stempel samt Niederhalter in ihre Anfangsstellung zurückgekehrt sind. Um während der Pressung ein Emporbiegen des Bleches an der nicht festgeklemmten Seite zu verhindern, sind vor der Patrize am Niederhalter Rollen o angebracht. Hinter den Stempeln b trägt der Niederhalter c eine zweite feste Patrize b von der Form der herzustellenden Wellen, die beim Pressen der zweiten und der folgenden Wellen die vorher erzeugte Welle in der Matrize niederhält.

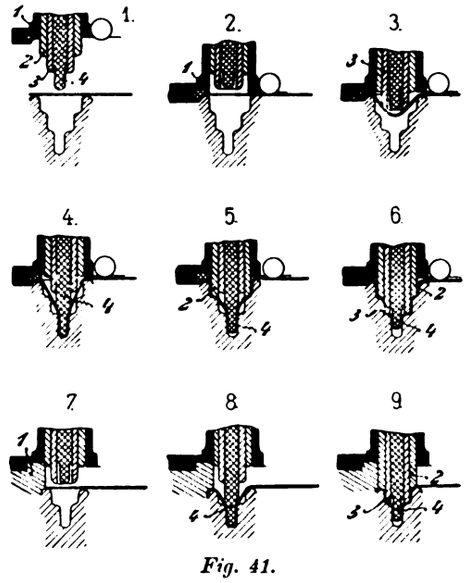


Fig. 41.

In den Skizzen 1 bis 6 der Fig. 41 ist im speziellen das Arbeiten der neuen Presse bei der Herstellung von Wellblechen mit dreistufigen Wellen (Tripel-Wellblechen) dargestellt.

Skz. 1 zeigt die Ausgangsstellung. Das Werkstück wird zunächst an einer Seite mittels des Niederhalters 1 auf den Rand der Matrize festgeklemmt (Skz. 2). Die gegenüberliegende Seite bleibt frei, damit genügend Material in die Matrize hineingezogen werden kann. Nun wird mittels des Patrizenteiles 3 das Blech ein Stück in die Matrize hineingezogen (Skz. 3), worauf der Patrizenteil 4 das Blech trichterförmig in die Matrize drückt (Skz. 4). Der Stempel 4 bewegt sich hierbei über die Wellentiefe hinaus, damit bei dem nun nacheinander folgenden Niedergang der Stempel 2 und 3, wobei der Stempel 4 auf die gewünschte Wellentiefe zurückgeht, der zu tief gezogene Teil das für die Vollendung der Welle nötige Material hergeben kann.

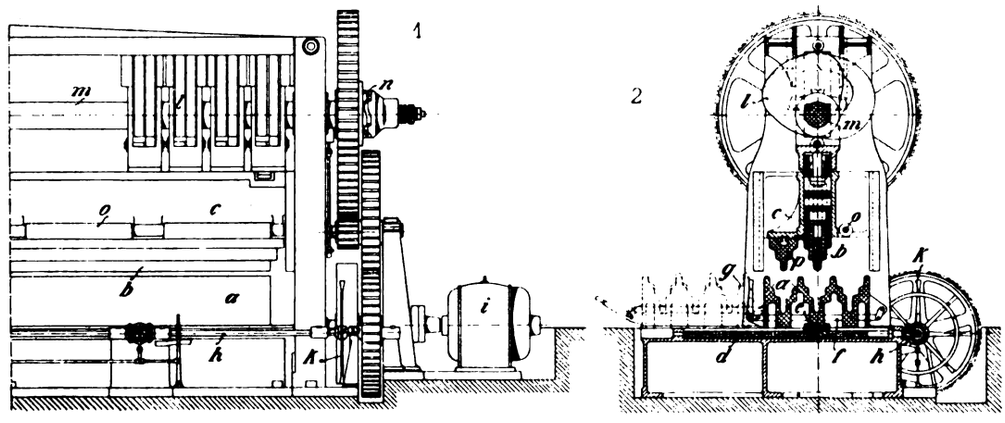


Fig. 42.

Fig. 41 u. 42. Z. A.: Die Herstellung der „mehrfach gestuften" Wellbleche.

In den Skizzen 7 bis 9 der Fig. 41 ist die Arbeitsweise der neuen Presse bei der Herstellung von Wellblechen mit zweistufigen Wellen (Doppel-Wellblechen) gezeigt. Die Patrize kann die gleiche sein, wie die zur Herstellung von Tripel-Wellblechen. Das Profil der Matrize entspricht der herzustellenden zweistufigen Wellenform. Nach dem Festklemmen des Werkstückes mittels des Niederhalters 1 (Skz. 7) wird das Material mittels des Stempels 4 bis über die gewünschte Wellentiefe in die Matrize gezogen Alsdann erfologt mittels des Stempels 3 das Fertigpressen der Welle, wobei die Matrize 4 sich wieder auf die gewünschte Wellentiefe hebt (Skz. 9). Der Stempel 2 kann dabei dazu dienen, ein Emporbiegen des Bleches an der nicht festgeklemmten Seite zu verhindern.

Man braucht übrigens, so schreibt die Duisburger Maschinenbau A.-G. vorm. Bechem u. Keetman in Duisburg, die Erbauerin der Maschine, die einzelnen Bewegungen der Patrizenteile nicht vollständig getrennt voneinander vor sich gehen

zu lassen, wie das im Vorstehenden beschrieben wurde, sie können auch teilweise gleichzeitig vor sich gehen. Ebenso kann man die Stempel der Patrize und der Niederhalter auch hydraulisch antreiben.

Der Heißwasser-Injektor,

Bauart Gresham u. Craven.

Mit Abbildungen, Fig. 43 bis 45.

Zusammenfassung. Der beschriebene Injektor soll Wasser von 140° F noch annehmen und sowohl als stehender, wie auch als liegender anwendbar sein; er enthält Dampf-, Saug- und Druckdüse, sowie eine halbteilige Klappendüse für das Ansaugen bezl. Anlassen, um das Sabberwasser abzuleiten. Sowohl im Saugrohr bezl. Zuflußrohr für Wasser, als auch in der Dampfzuleitung sind Absperrorgane vorgesehen, die sich als Teile des Injektors darstellen.

Obgleich die Aufgabe Wasser von 100° F Temperatur in den Dampfkessel zu speisen, schon vor Jahren zur Zufriedenheit gelöst wurde, haben doch die Bemühungen neue derartige Apparate zu konstruieren nie aufgehört. Die bestehenden Apparate erwiesen sich im scharfen Betriebe eben alle als zu empfindlich. Ganz besonders galt das von denen, die für sog. Kolonialmaschinen und Kolonialkessel (Lokomobilen usw.) bestimmt waren.

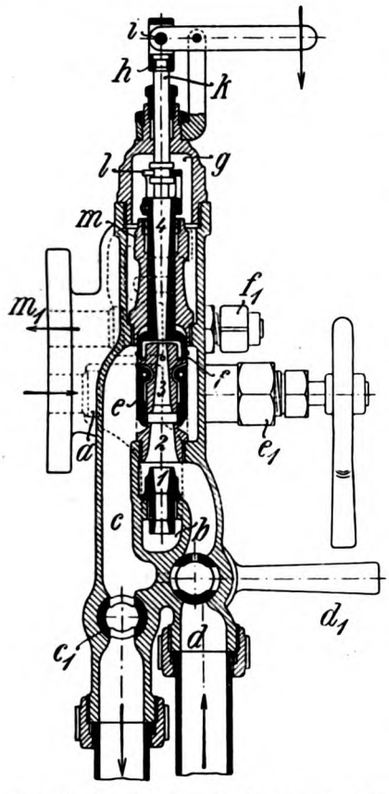


Fig. 43. Z. A.: Der Heißwasser-Injektor.

Die nebenstehenden Skizzen Fig. 43 bis 45 veranschaulichen demgegenüber einen Injektor der Gresham and Craven Ltd. in Manchester, der jene Bedingungen erfüllen soll. Fig. 45 zeigt ihn in der für Lokomotiven gewählten stehenden Form, Fig. 44 als Injektor zur Befestigung an der Fußplatte, dem sog. Auftritt.

Einrichtung und Arbeitsweise des Injektors versteht man am bestenan Hand der Schnittskizze Fig. 43.

Der Kesseldampf tritt bei a aus dem Dampf-Einlaßventil e_1 kommend, durch den Kanal b in die Dampfdüse 1. Durch die Düse 2 tritt der Dampf in die zweiteilige Klappendüse 3 und aus dieser später in die Düse 4. Beim Eintritt in die Klappendüse 3 wird zwischen dieser und der Druckdüse 4 zunächst eine Art Ringkanal freigemacht, durch den das sog. Sabberwasser, zusammen mit dem Dampfe im Kanale c und bei geöffnetem Anwärmhahne c_1 in den Überlauf entweichen kann.

Hat der Injektor angesaugt, oder auch bei zufließendem Wasser, solches angenommen, so wird der Hahn c_1 geschlossen. Jetzt beginnt die eigentliche Arbeitstätigkeit des Injektors. Dazu wird der Absperrhahn d_1 in der Saug- bzw. Zuflußleitung auf „Menge" eingestellt und dann das Dampfzuflußventil e_1 entsprechend weit geöffnet. Der Dampf aus der Düse 1 treibt jetzt das Wasser durch den Düsensatz 2, 3 in die Druckdüse 4, aus der es nach Passieren des Rückschlagventiles f, in die Druckleitung m_1 eintritt.

Hinter der Düse 4 ist, wie man sieht, noch ein zweites Ventil, dasjenige g eingeschaltet, das durch den Dampf-Wasserstrom im geeigneten Augenblick, d. h. wenn derselbe Druck genug hat, aufgedrückt wird und nun den Weg zum Rückschlagventil in der Druckleitung m_1 frei gibt.

Damit man den Kegel g auch von Hand betätigen kann ist die Ventilspindel k soweit verlängert, daß sie in ihrer Gabel h einen Hebel i aufnehmen kann.

Nach Vorstehendem arbeitet der Injektor also nahezu ganz selbsttätig, man braucht nur die Ventile bzw. Hähne e_1 c_1 und d_1 zu öffnen und einzustellen.

Die Konstrukteure des Injektors behaupten im „Engineer", daß ihr Fabrikat mit Wasser von 140° F und einem Betriebs-Dampfdruck von 180 bis 200 Pfd. e arbeiten könne.

Wieder ein neues Verfahren zum Abblasen des Kesselschlammes!

Mit Abbildungen, Fig. 46 u. 47.

Zusammenfassung. Nach Besprechung der Nachteile, welche die Benutzung des allgemein gebräuchlichen Abblasventils oder Abblashahnes für den Kessel und dessen Betrieb mit sich bringt, wird auf eine neue Ventilkonstruktion hingewiesen,

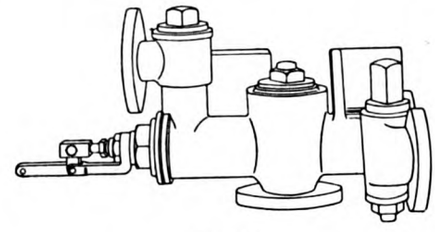


Fig. 44.

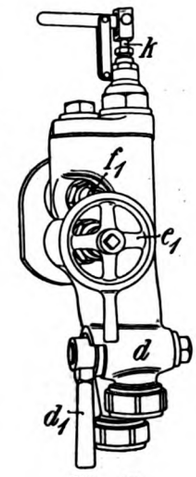


Fig. 45.

Fig. 44 u. 45. Z. A.: Der Heißwasser-Injektor.

die infolge ihrer Form und ihrer ganzen Einrichtung es ermöglicht, den Schlamm aus dem Kessel so abzublasen, daß nur wenig Wasser mit entweichen kann. Konstruktiv ist das neue Abblasorgan dann weiter so durchgebildet, daß es sich nur schwer verstopft und Reparaturen wohl überhaupt ausgeschlossen sind.

Über die Nachteile der Ablagerung von Schlamm im Dampfkessel ist schon viel geschrieben worden. Demzufolge gibt es wohl kaum einen Betriebsleiter, der sich über ebendiese Nachteile nicht klar wäre.

Man weiß vor allem, daß die Dampfleistung des Kessels stark beeinträchtigt wird, wenn das Wasser im Kessel größere Mengen von Schlamm mit sich führt. Zunächst hindert das Gewicht, das im Schlamm und in dem sogen. „schwimmenden" Kesselstein aufgespeichert ist, die Zirkulation im Kessel. Weiter aber führt der Schlamm auch zu einer ungleichmäßigen Erwärmung der einzelnen Teile des Kessels. Wenn aber die Teile des Kessels sich ungleichmäßig erwärmen, so stehen Leckagen direkt in sicherer Aussicht und diese wieder erfordern Reparaturen —. Nun und, daß der Schlamm, wenn er als Kesselstein an den Wandungen des Kessels festgebrannt ist, auch auf die Wärmedurchlässigkeit einen ausserordentlichen Einfluß ausübt, sollte wohl ebenfalls bekannt sein.

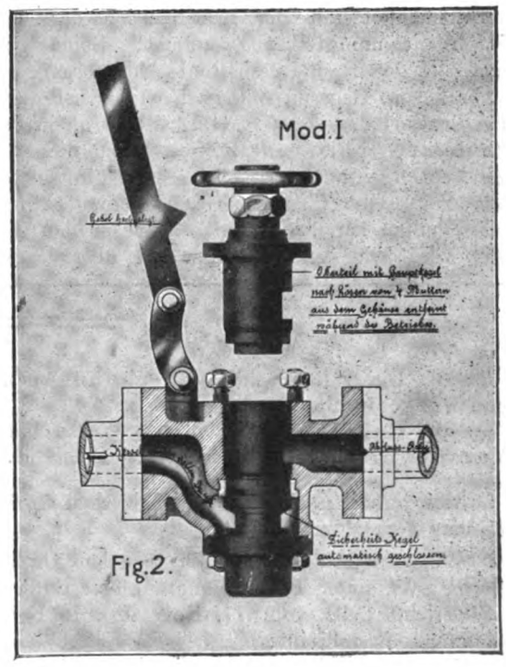


Fig. 46. Z. A.: Wieder ein neues Verfahren zum Abblasen des Kesselschlammes!

Trotz dieser Erkenntnis aber wird in sehr vielen Betrieben

auf die rechtzeitige Entfernung des Schlammes aus dem Kessel noch viel zu wenig Sorgfalt verwendet. Allerdings mag hierbei Unkenntnis insofern eine große Rolle spielen, als der betreffende Heizer oder Betriebsführer sich nicht darüber klar ist, wann er das Ablassen des Schlammes vorzunehmen hat. Meist denkt er er könne diese für ihn gewöhnlich auch noch unangenehme Arbeit, zu jeder Stunde des Tages ausführen. Das ist jedoch nicht der Fall. So schreibt Wilcke in seinem Werk „Der praktische Heizer" vor, „daß das Ablassen, am richtigsten früh morgens kurz nach dem Anfeuern, ehe der Druck im Kessel auf die Normale gestiegen ist, und ehe der Wasserumlauf im Kessel begonnen hat, vorgenommen werden soll. Während der Ruhepause in der Nacht habe sich der Schlamm, wie das ja erklärlich sei, auf dem Boden des Kessels abgesetzt und wenn man dann früh morgens die Abblasventile öffne, so werde der Schlamm von dem ausfließenden Wasser mitgerissen. Würde man dagegen während des vollen Betriebes abblasen, so sei an eine vollkommene Beseitigung des Schlammes überhaupt nicht zu denken. Durch das sich bewegende Wasser werde ja der Schlammzumgroßen Teile mitgerissen und finde erst wieder Zeit sich abzulagern, wenn eine Ruhepause im Betriebe eintrete und der Kessel in sich selber gewissermaßen zur Ruhe komme. —"

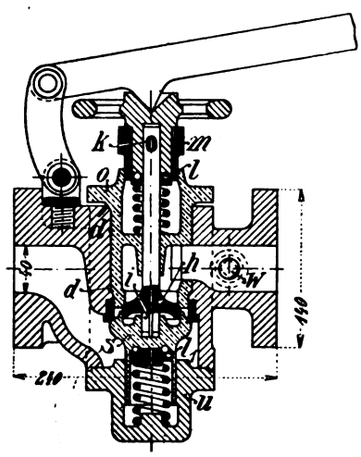


Fig. 47. Z. A.: Wieder ein neues Verfahren zum Abblasen des Kesselschlammes!

Ein Hauptnachteil beim Abblasen des Schlammes ist weiter wohl aber auch in dem Umstande zu finden, daß das Abblasen mmer mit einem großen Wasserverluste verbunden ist. Dieser Wasserverlust hängt mit der Konstruktion der gebräuchlichen Abblasorgane unmittelbar zusammen. Spindelventile und Hähne normaler Bauart sind deshalb als Abblasorgane eigentlich gar nicht zu brauchen. Dagegen sollte nach den in der Praxis bisher gemachten Erfahrungen das von Gerdts & Strauch in Bremen hergestellte Schlamm-Abblasventil „Gestra" zu diesem Zwecke wohl zu gebrauchen sein; dieses nämlich gestattet infolge seiner Konstruktion eine Verwendung in der Weise, daß man es nur sekundenlang offen halten kann. Was das aber für den Abblasprozeß sagen will, wird jeder verstehen, der sich über die Wirkung eines gewöhnlichen Abblashahnes resp. Ventiles klar ist. Wenn man nämlich das Abblasventil minutenlang offen läßt, wie das bei einem gewöhnlichen Ventil überhaupt nicht anders geht, so muß unbedingt eine ziemliche Menge von Wasser mit verloren gehen. Zunächst allerdings wird unmittelbar nach dem Öffnen des Ventiles derjenige Schlamm aus dem Kessel ausgeblasen werden, der direkt über dem Ventil liegt, d. h. es wird sich in der Schlammschicht eine Art Trichter bilden. Wenn aber dieser Trichter geleert ist, so wird eben einfach reines Wasser nachfließen. Verpaßt man dabei den richtigen Augenblick des Schlusses, so kann u. a. sehr viel reines Wasser ausfließen. Wollte man also mit Erfolg ausblasen, so müßte das in der Weise geschehen, daß man das Ventil nur sekundenlang öffnet. Um das aber zu können, muß eben das Ventil entsprechend gebaut sein. Das ist der Fall bei der schon erwähnten Konstruktion von Gerdts & Strauch. Deren Ventil ist so gebaut, daß man es vom Heizerstande aus entweder durch einen Fußtritt oder durch Zug an einer Kette in Tätigkeit setzen kann. Beide Manipulationen lassen sich vom Heizer ohne Schwierigkeiten und ohne Gefahr für ihn selbst ausführen. Daneben hat das Ventil einen doppelten Kegel und doppelten Sitz, d. h. es bietet gewissermaßen eine doppelte Sicherheit gegen Leckagen. Außerdem läßt sich der Hauptkegel mit seinem Sitz (vgl. Fig. 46 und 47) während des Betriebes zu Reparaturzwecken ausbauen. Ein Kontrollrohr, das bei w, Fig. 47 einzuschrauben ist, trägt am oberen Ende einen Hahn, nach dessen Öffnen man sich überzeugen kann, wie die Kegel schließen. Tritt durch das Rohr Dampf aus, so weiß man, daß der eine oder andere Kegel undicht ist.

Täglich ist nun das Ventil einige Male zu öffnen, um den über ihm angesammelten Schlamm auszublasen. Auch hierbei gilt die Regel, daß die Pausen zwischen den Abblasperioden um so kürzer zu wählen sind, je mehr Schlamm das Wasser enthält.

Um das Ventil zu schließen, hat man den Fuß langsam abzuheben, da sonst starke Schläge auftreten würden, die dem Ventil naturgemäß schaden. Gilt es das Ventil gegen unbeabsichtigtes Öffnen zu sichern, so ist die Mutter m, Fig. 47 bei festgehaltenem Griffrad niederzuschrauben. Ebenso ist es, wenn der Hauptkegel nachgearbeitet werden soll, nicht etwa erforderlich, daß man das ganze Ventil absperrt, sondern diese Arbeit läßt sich unter vollem Kesseldruck vornehmen. Man schleift zuerst durch Drehen am Handrad den sogenannten Sicherheitskegel s auf seinen Sitz, damit man sicher ist, daß er dicht hält, hierauf legt man den in Fig. 46 sichtbaren Hebel zurück, löst die Deckelmuttern und hebt jetzt das gesamte Oberteil aus, wobei der Sicherheitskegel s das ganze Ventil geschlossen erhält. Nach Entfernen eines Keiles k läßt sich auch der Kegel h herausnehmen und nun kann auch das Kugellager l_1 gereinigt und wenn erforderlich neu eingefettet werden.

Sprechsaal.

Dieser Raum steht den Abonnenten und Inserenten der Zeitschrift zur freien Aussprache über technische Fragen und Vorkommnisse zur Verfügnng.

Reklamen für einzelne Werke bezl. Firmen sind dabei jedoch ausgeschlossen. Ebenso lehnt die Redaktion die Verantwortung für diese Korrespondenz ab. **D. Redaktion.**

Wie verhält es sich mit dem Erlöschen des Patentes bei Nichtzahlung der Jahresgebühr?

Zu dieser Frage nimmt der Ingenieur Carl Fr. Reichelt in Berlin SW., unter Bezugnahme auf eine Entscheidung des Oberlandgerichts Celle vom 11. November 1911 in einer Zuschrift Stellung. Er schreibt:

Das Patentgesetz gewährt in seinem § 8 die Möglichkeit, die Gebühr noch innerhalb 12 Wochen nach ihrer Fälligkeit zu entrichten, und bestimmt dann in seinem § 9, daß das Patent als erloschen gelte, wenn die Gebühren nicht rechtzeitig eingezahlt sind. Rechtzeitig eingezahlt sind sie aber auch noch bei einer Zahlung innerhalb des Zeitraumes von 12 Wochen nach der Fälligkeit.

Die Fassung des Gesetzes weist also darauf hin, daß das Erlöschen in dem Moment eintreten soll, in welchem die beiden Voraussetzungen des Erlöschens vorliegen, nämlich die Nichtzahlung und der Ablauf der gesetzlich gewährten Zahlungsfrist. Es ist anzunehmen, daß der Gesetzgeber dieselbe Fassung wie im § 27 Absatz 2 des Patentgesetzes gewählt haben würde, wenn er beabsichtigt hätte, daß die Wirkung des Erlöschens als mit dem Zeitpunkt der Fälligkeit eingetreten gelten solle. Zur Begründung der gegenteiligen Ansicht kann man sich im Streitfalle nicht darauf berufen, daß der Patentschutz nur nach Jahresfristen und gegen Zahlung von Jahresprämien gewährt wird und infolgedessen nach der vorstehenden Auslegung der Bestimmung für das letzte in Frage kommende Schutzjahr abweichend eine um 12 Wochen verlängerte Schutzfrist gewährt sein würde.

Die Bestimmung, daß grundsätzlich für jedes Jahr der Dauer des Patentes eine bestimmte Gebühr im voraus zu entrichten sei, steht einer besonderen Vorschrift dahin nicht entgegen, daß ausnahmsweise der Patentschutz auch nach Ablauf des Jahres, für welches die Gebühr bezahlt war, während eines bestimmten Zeitraumes gebührenfrei weiterlaufen soll. Auch aus sonstigen Bestimmungen des Gesetzes läßt sich ein Einwand gegen die Richtigkeit der hier vertretenen Auslegung nicht herleiten.

Da die Patenttaxen jährlich im voraus zu entrichten sind, kommt dieses Argument nicht in Frage.

Moderne Dampferzeuger und Armaturen

Branchen-Ausgabe I des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur".

Schriftleitung: Ingenieur F. Wilcke, Leipzig.

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Ein Dampfdruck-Reduzierventil
für 20 at. Spannung.

Mit Abbildungen, Fig. 48 bis 52.

Zusammenfassung. Beschrieben ist ein Reduzier-, d. h. ein Druckminderungsventil, das es gestattet, Drücke bis zu 20 at. auf beliebige Niederdrucke zu vermindern. Es enthält zu dem Zwecke ein durch eine nachstellbare Feder belastetes Steuerventil, sowie eine Umlaufeinrichtung und Membrane.

Bei dem mitbeschriebenen Reduzierventil gleicher Bauart für Niederdruck fehlen gewisse Hilfseinrichtungen, die am Hochdruck-Reduzierventil vorhanden sind. Am Schluß wird auf einen neuen Membrane-Regler für Niederdruck-Dampfkessel hingewiesen.

Unter den vielen seither in die Praxis eingeführten Reduzierventilen ist eigentlich noch keins, das bei Drucken von 15 at. und mehr arbeitet. Nun aber kommt es in sehr vielen Fällen unbedingt darauf an, daß eine festgesetzte Druckgrenze sicher eingehalten wird. Dazu wurde letztens das **Hochdruck-Reduzierventil** (Fig. 49) konstruiert. Bei diesem ist darauf Rücksicht genommen, daß Reduzierventile mit Kolben oder Jenkinsringen bekanntlich schon nach kurzer Betriebsdauer Veranlassung zu Reparaturen geben. Man hat demgemäß jene hier vermieden und so Reparaturen fast ausgeschlossen.

Die Wirkung ist durch ein Doppel-Ring-Ventil gesichert, das ähnlich den bekannten Doppelsitz-Ventilen entlastet ist, ohne jedoch deren Nachteile zu zeigen. Das Ringventil wird aus Nickelbronze hergestellt, ist also sowohl gegen überhitzten Dampf als auch höchste Dampfspannungen genügend widerstandsfähig.

Die Arbeitsweise des Ventiles (Fig. 49 u. 50) ist folgende:

Der Dampf strömt so in das Ventil ein, daß er von unten nach oben fließend, durch den Ventilsitz nach der Abströmseite entweichen kann. Diese hängt mit dem Steuerventil g zusammen, das durch eine verstellbare Feder h belastet ist.

Sobald die festgesetzte Druckgrenze erreicht ist, öffnet sich das Steuerventil und läßt Dampf von ganz geringer Spannung durch das Umlaufrohr f nach dem oberen Hohlraum e des Membrangehäuses entweichen; dieser übt dort einen entsprechenden Druck auf eine Gummischeibe b aus, der sich durch die große Druckplatte d und die Druckspindel c auf die Ventilspindel a überträgt.

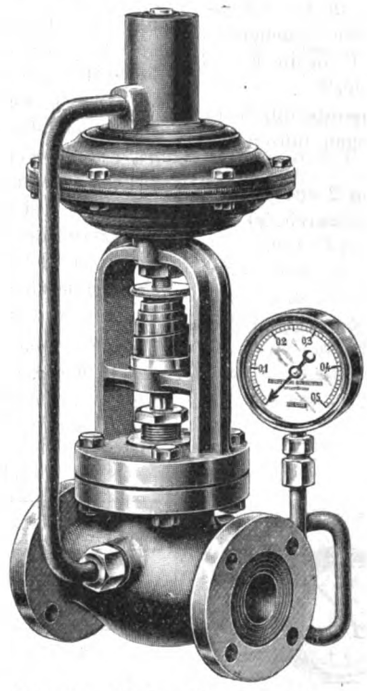


Fig. 48. Z. A.: Ein Dampfdruck-Reduzierventil.

Es ist ohne weiteres einzusehen, daß bei dem Größenunterschied zwischen der Druckfläche des Ringventils und der Oberfläche der Gummi-Druckscheibe schon ein ganz geringer Druck auf letztere genügt, um selbst bei sehr hoher Eintrittsspannung des Dampfes das Ringventil noch zum Schließen zu bringen. Tatsächlich genügt, wie uns Schütt & Schaefer in Cöln mitteilen, z. B. um einen Dampfdruck von 15 at. auf 6 at. zu verringern, ein Druck von 0,2 at. im Steuerventil g, um das Reduzierventil zur Wirkung zu bringen.

Durch Nachspannen der Feder im Steuerventil läßt sich die Grenze des verminderten Druckes beliebig verlegen.

Die Gummischeibe wird deshalb vom Dampfe nicht angegriffen, weil beim ersten Anlassen sich der Hohlraum e über der Gummischeibe mit Kondenswasser füllt, das sich abkühlt und hierdurch den Dampf von der Gummischeibe absperrt. Es sei besonders hervorgehoben, daß ja der einmal eingestellte reduzierte Druck unter allen Umständen festgehalten wird, ganz gleich, ob die Dampfspannung im Dampfkessel oder der Verbrauch an reduziertem Dampf schwankt.

An dem Steuerventil befindet sich unten ein Entwässerungsrohr k, an das ein kleiner Kondenswasserableiter anzuschließen ist; das Ventil kann im übrigen rechts- und linksseitig angeschlossen werden.

Neben ihrem Hochdruck-Reduzierventil bauen Schütt & Schaefer noch **Reduzierventile für Niederdruck**, dessen Einrichtung die Fig. 48 bis 51 erkennen lassen.

Hier ist die Abströmseite durch ein Umlaufrohr (vgl. Fig. 48) mit dem Membrangehäuse direkt verbunden; in letzterem befindet sich die Gummidruckscheibe b.

Sobald auf der Abströmseite Druck auftritt, wird dieser durch das Umlaufrohr auf die obere Seite der Druckscheibe übertragen und diese drückt durch die Spindel c auf die Ventilspindel des Ringventils a und bringt dieses dadurch zum Abschluß. Da die Druckscheibe im Verhältnis zur Druckfläche des Ventils sehr groß ist, so genügt schon eine ganz leichte Drucksteigerung, um das Ventil zum Schließen zu bringen. Es ist also auch hier die sichere Druckreduktion gewährleistet.

Der Hohlraum über der Gummidruckscheibe füllt sich beim ersten Anlassen mit Kondenswasser, das sich abkühlt. Dadurch wird vermieden, daß der Dampf mit der Gummidruckscheibe in Berührung kommt und diese angreift.

Will man den Druck auf der Abströmseite, also den reduzierten Druck erhöhen, so braucht man nur die Mutter anzuziehen, welche die unter ihr befindliche Druckfeder spannt. Dadurch wird ein Gegendruck auf die Gummidruckscheibe ausgeübt. Das Ventil kann sich infolgedessen erst bei etwas höherem Druck schließen und damit hat man die beabsichtigte größere Verminderung des Druckes erreicht.

Das Ventil läßt sich sowohl mit Eintritt links als auch rechts verwenden, man braucht nur den Manometer-Anschluß mit dem des Umlaufrohres umzutauschen.

Im Anschluß an das Vorstehende sei dann gleich auch noch auf einen von derselben Firma gebauten **Membrane-Regler** für Niederdruck-Dampfkessel hingewiesen, den Fig. 52 wiedergibt, weil auch dieser in manchen Beziehungen beachtenswert ist; vor allen Dingen wegen der eigenartigen Form und weiter betriebstechnisch weil bei ihm die Membrane gleichmäßig belastet ist, diese steht nämlich ständig unter Wasser und dürfte infolgedessen eine ziemlich lange Lebensdauer besitzen. Endlich wird durch eine Gegendruckwirkung des Wassers ein ruhiges Arbeiten erzielt.

Die Membrane ist durch einen Gabelbolzen mit einem zweiarmigen Hebel verbunden, an dessen längerem Arme ein verschiebbares Gegengewicht angreift, während an dem kürzeren die Kette zum Kessel angeschlossen wird. Daneben aber kann der Hebel nach Skz. 2 noch mit einer Signalpfeife, die bei 0,1 at. abbläßt, verbunden sein.

Im letzteren Falle ist vor der Inbetriebnahme die Pfeife bzw. ein Stopfen abzuschrauben und der Wassersack zu füllen, um so wie oben schon festgestellt wurde die Gummimembrane vor der Einwirkung des Dampfes zu sichern.

Moderne Dampferzeuger.

Von **F. Wilcke** in **Leipzig.**

Mit Zeichnungen auf Tafel 29.

IV. Die Kesselanlage des städtischen Elektrizitätswerkes Lichtenberg.

Gaben wir auf Tafel 14 die Zeichnungen eines der im Elektrizitätswerk Lichtenberg aufgestellten Steinmüllerkessel so sind wir heute in der Lage, auf Tafel 29 die Disposition ebenjenes Elektrizitätswerkes zu veröffentlichen.

Das Werk enthält zurzeit drei Steinmüllerkessel von je 470 qm Heizfläche mit eingebauten Überhitzern, sowie einen Wasserreiniger Bauart Steinmüller. Dieselbe Firma lieferte gleichzeitig die gesamten Rohrleitungen des Werkes, ebenso auch die Saugzuganlagen für die Abführung der Heizgase. Jeder der drei Kessel ist mit einem Steinmüller-Kettenrost ausgerüstet, dessen Beschreibung zugleich mit der der Kessel an Hand der Tafel 14 in Heft 7 erfolgte.

Die Kessel sind im Kesselhaus A aufgestellt, an das sich der Pumpenraum B anschließt. Letzterer enthält zwei liegende Pumpen, von denen jede im Stande ist 60 cbm Wasser in der Stunde zu fördern. Für zwei weitere Pumpen sind zurzeit die Fundamente schon gelegt. Die Pumpen entnehmen das Wasser durch 150 mm weite Rohre e e_1 aus dem unterhalb des Pumpenraumes angelegten Speisewasserbassins f und s drücken das Wasser durch 125 mm weite Anschlußrohre in die gemeinsame Speise-Druckleitung 5. Letztere verzweigt sich im Kesselhaus in zwei Stränge derart, daß der eine Strang die Möglichkeit bietet, aus dem Bassin f unmittelbar die Kessel zu speisen, während der zweite Strang das Wasser in den Ekonomiser b leitet. In diesem wird das Wasser durch die abziehenden Rauchgase soweit erwärmt, daß es mit 70 bis 80° C. in die Kessel gelangt. Das betreffende Rohr ist mit 8 bezeichnet.

Den Betriebsdampf empfangen die beiden Apparate durch die 70 mm weite Leitung 2; 45 mm weite Rohrleitungen führen den Dampf den beiden Pumpen e e_1 zu.

Vor der ersten Pumpe ist in die Dampfleitung 2 ein Wasserabscheider eingeschaltet. Der Abdampf entweicht durch 50 mm weite Rohre direkt ins Freie.

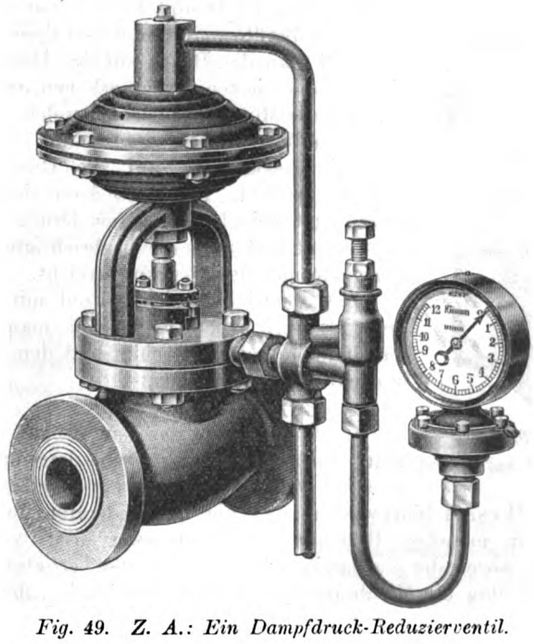


Fig. 49. Z. A.: Ein Dampfdruck-Reduzierventil.

In dem Raum B ist außer den beiden Pumpen auch der Wasserreiniger d aufgestellt; dieser ist so bemessen, daß er in der Stunde 3 cbm Wasser zu reinigen vermag. Die Zu- und Ableitung des Wasserreinigers ist mit 9 bezeichnet, der Schlammablaß mit 10.

Der in den Kesseln gewonnene Dampf wird durch eine doppelte Rohrleitung 1 nach dem Maschinenhaus geleitet. Die Ablaßleitung der Kessel liegt bei 6.

Die Kettenroste a_1 erhalten ihren Antrieb von dem im Keller untergebrachten Motor g aus, durch Riemen- und Räderübersetzung.

Für den künstlichen Zug sind bei b_1 zwei Ventilatoren vorgesehen, deren Druckrohre an die zylindrischen Unterteile der beiden Blechschornsteine c und c_1 angeschlossen sind. Letztere hat man allerdings nicht als Schornsteine im üblichen Sinne ausgeführt, sondern sie sind Düsenrohre, d. h. auf den zylindrischen Unterbau setzt sich zunächst ein kurzer Konus, der oben in den langen Trichter übergeht.

Im Anschluß an das Vorstehende sei noch erwähnt, daß die Firma L. & C. Steinmüller in Gummersbach die Ekonomiser ausführt als:

1. Gleichstrom-Ekon. mit hintereinander gestellten Rohren.
2. Gegenstrom-Ekon. mit hintereinander gestellten Rohren.
3. Gegenstrom-Ekon. mit versetzt gestellten Rohren und
4. Gleichstrom-Ekon. mit versetzt gestellten Rohren.

Die ad. 3 und 4 angewandte, die sog. Zick-Zackstellung zwingt die Heizgase jedes einzelne Rohr zu umströmen, sie hat sich in der Praxis am besten bewährt und ist tatsächlich den älteren Ekonomiserbauarten in jeder Hinsicht überlegen.

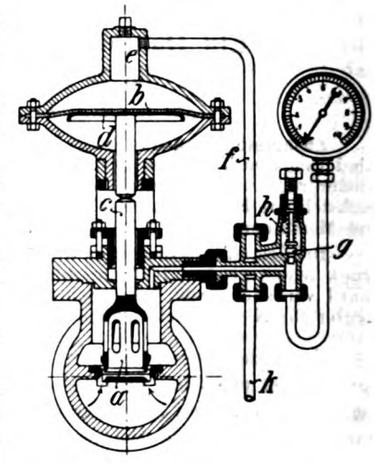


Fig. 50. Z. A.: Ein Dampfdruck-Reduzierventil.

Die zu den Ekonomisern verwendeten Rohre werden mit der Maschine geformt und stehend gegossen. Ebenso gelangt an den Ekonomisern eine Ruß-Abkratzvorrichtung zur Verwendung, die aus halbkreisförmigen Schneiden besteht. Diese Schneiden werden gegen die Rohre fest angedrückt und während des Betriebes unausgesetzt in Bewegung gehalten. Dadurch wird jedes Ansetzen von Ruß mit Sicherheit verhindert. Die Folge davon ist naturgemäß eine große Gleichmäßigkeit in der Leistung des Überhitzers. Auch Kohlen werden so erspart.

Um denen, die sich dafür interessieren, ein Bild davon zu geben, wie die Firma Steinmüller die Kohlenersparnis in Prozenten, welche durch Einbau eines Ekonomisers zu erzielen ist, einschätzt, geben wir nachstehende Tabelle:

Tabelle der Kohlenersparnis in %.

Dampfdruck 10 Atmosphären.

Wasserwärme beim Austritt aus dem Ekonomiser	Wasserwärme beim Eintritt in den Ekonomiser in °C						
in °C	30	35	40	45	50	55	60
60	4,74	4,—	3,21	2,43	1,63	0,82	—
70	6,32	5,58	4,82	4,05	3,26	2,47	0,165
80	7,90	7,17	6,42	5,67	4,90	4,11	3,29
90	9,50	8,76	8,03	7,29	6,53	5,76	4,94
100	11,00	10,30	9,65	8,90	8,16	7,40	6,58
110	12,65	11,95	11,24	10,53	9,81	9,05	8,23
120	14,23	13,55	12,85	12,15	11,4	10,70	9,88
130	15,81	15,14	14,46	13,76	13,06	12,35	11,52
140	17,39	16,73	16,07	15,39	14,70	14,00	13,17
150	18,98	18,33	17,67	16,03	16,33	15,64	14,81

Der Steinmüller-Überhitzer besteht aus einer durch eine oder mehrere Scheidewände in zwei oder mehrere Abteile zerlegten, schmiedeeisernen Kammer, deren einzelne Abteile durch glatte, enge, nahtlose, U-förmig gebogene Stahlrohre in Verbindung stehen. Die Kammern sind so angeordnet, daß nur die Rohre von den heißen Gasen umspült werden. Die Ein- und Ausströmungen des Überhitzers befinden sich stets außerhalb des Mauerwerkes. Die Reinigung der Rohre von Ruß und Flugasche kann während des Betriebes mittels Dampfstrahles durchgeführt werden.

Der charakteristische Unterschied zwischen dem Steinmüller-Überhitzer und einem solchen älterer Bauart, ist darin zu finden, daß die Ein- und Ausströmöffnungen beim Steinmüller-Überhitzer durch in die Rohre hineinragende Bolzen und Plättchen derartig verengt sind, daß nur ein ringförmiger Spalt frei bleibt. Die Summe dieser Spalte ist ungefähr gleich dem Querschnitt des Zuführungsrohres. Durch diese Einrichtung wird der Dampf gezwungen, sich auf alle Rohre gleichmäßig zu verteilen, weshalb jedes Aufreißen der Rohre zur Unmöglichkeit geworden ist.

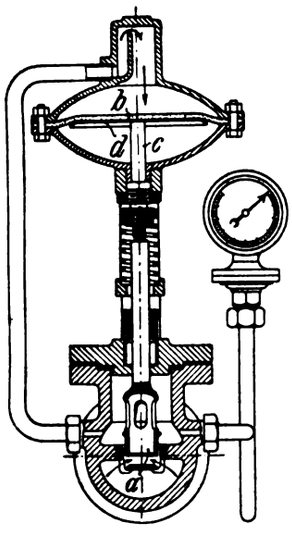


Fig. 51. Z. A.: Ein Dampfdruck-Reduzierventil.

Da nur U-förmig gebogene nahtlose Stahlrohre im Feuer liegen, die, wie beschrieben, vom Dampf gekühlt werden, so ist des ferneren auch die erforderliche Betriebssicherheit gewährleistet, daneben aber gestaltet sich auch das Auswechseln der einzelnen Überhitzerrohre einfach. Ebenso wird jetzt der Wirkungsgrad des Apparates zu einem hohen. Zur Aufnahme der Wärme seitens des Dampfes ist eben immerhin eine gewisse Zeit erforderlich. Ist nun die Geschwindigkeit des Dampfes im Überhitzer eine sehr große, so muß die Heizfläche ebenfalls eine große sein, damit die Dampfteilchen lange genug mit den heißen Wänden in Berührung bleiben. Da beim Steinmüller-Überhitzer der Querschnitt der Rohre ungefähr zehnmal größer ist, als der ringförmige Eintrittsspalt, so wird die Geschwindigkeit des Dampfes in den Rohren dementsprechend kleiner als im Zuführungsrohr. Der Dampf hat also genügend Zeit sich stark zu überhitzen, ebenso kann ein Druckabfall im Überhitzer nicht eintreten. Diese patentierte Einrichtung ist wohl einer der beachtenswertesten Fortschritte, die auf dem Gebiete des Überhitzerbaues überhaupt gemacht sind.

Der Wärmebedarf von Trockenanlagen.

Von Ingenieur **Paul Kochte** in **Beuthen.**

(Schluß aus Heft 12.)

Wärmeberechnung:

Nach Gleichung 2a:

$$W_1 = \frac{55-10}{24} [3000 \cdot 0{,}8 + 4500 \cdot 1] = \sim 13000 \text{ WE/Std.}$$

Nach Gleichung 3:

$$W_2 = \frac{4500}{24} [606{,}5 - 0{,}695 \cdot 57{,}5] = \sim 106000 \text{ WE/Std.}$$

Zur Bestimmung von W_3 muß wieder erst g festgestellt werden.

Für $t_5 = 30^0$ C und $\alpha_5 = 95\,\%$ ist:
$\alpha_5 d_5 = 0{,}95 \cdot 30{,}21$
$\alpha_5 d_5 = 28{,}7$

Für $t_0 = 10^0$ C und $\alpha_5 = 70\,\%$ ist:
$\alpha_0 d_0 = 0{,}70 \cdot 9{,}36$
$\alpha_0 d_0 = 6{,}55$

} nach der Tabelle.

Es ist also der Wassergehalt g pro m³ der abgehenden Luft (siehe Formel 4b):

$$g = \left[1 + \frac{30-10}{273}\right] 28{,}7 - 6{,}55 = 24{,}15 \text{ gr/m}^3$$

größer, als der von 1 m³ der angesaugten Luft von 10° C. Jeder m³ der abgehenden Luft kann also 24,15 gr Wasser aufnehmen. Für die wegzuführende Wassermenge $G_w = 4500$ l/Std. sind also:

$$v_5 = \frac{4500}{24} \cdot 1000 \cdot \frac{1}{24.15} = \sim 7800 \text{ m}^3 \text{ Luft/Std.}$$

erforderlich.

Das entsprechende Luftgewicht hat am Eintritt in den Lufterhitzer ein Volumen, entsprechend dem Temperaturunterschied zwischen 10 und 30° C, von:

$$v_0 = \frac{7800}{1 + \frac{30-10}{273}} = \sim 7300 \text{ m}^3\text{/Std.}$$

Nun ist mit den errechneten Werten:

$$W_3 = 0{,}305\,[7800 \cdot 30 - 7300 \cdot 10] = \sim 49000 \text{ WE/Std.}$$

Die Lufttemperatur fällt auf dem Wege vom Lufterhitzer zur Trockenanlage von 95° C auf 85° C und ändert hierbei ihr Volumen. Dasselbe beträgt beim Austritt aus dem Lufterhitzer nach der Gleichung 5:

$$v_4 = 7300 \left[1 + \frac{95-10}{273}\right] = \sim 9600 \text{ m}^3\text{/Std.}$$

und enthält nach Formel 6:

$$w = 95 \cdot 9600 \cdot 0{,}305 = \sim 278000 \text{ WE.}$$

Beim Eintritt in die Trockenanlage beträgt das Luftvolumen nach Gleichung 7:

$$v_6 = \frac{9600}{1 + \frac{95-85}{273}} = \sim 9300 \text{ m}^3\text{/Std.}$$

oder nach:

$$v_6 = v_0 \left[1 + \frac{t_6 - t_0}{273}\right] = 7300 \left[1 + \frac{85-10}{273}\right] = \sim 9300 \text{ m}^3\text{/Std.}$$

welches nach Gleichung 8:

$$w_1 = 9300 \cdot 85 \cdot 0{,}305 = \sim 240000 \text{ WE}$$

enthält. Der Leitungsverlust beträgt also:

$$W_4 = 278000 - 240000 = \sim 38000 \text{ WE.}$$

Für den Trockenprozeß werden demnach gebraucht:

$$W = 13000 + 106000 + 49000 + 38000 = \sim 206000 \text{ WE/Std.}$$

Da der Trockenanlage aber mit der erforderlichen Luftmenge für den Wassertransport $\sim$ 240000 WE zugeführt werden, also $\sim$ 34000 WE mehr, wird man einen Ausgleich darin suchen, indem man in der Dampfzuführung zum Lufterhitzer soviel reguliert, daß in der die Trockenanlage betretenden Luft nur soviel WE enthalten sind, als gebraucht werden. Die Austrittstemperatur der Luft am Lufterhitzer t_x genügt also unter der Voraussetzung, daß der Leitungsverlust einem Temperaturabfall von 10° C entspricht, aus der Gleichung:

$$W = 0{,}305\,[t_x - t_0]\, v_0,$$

$$t_x = \frac{W}{0{,}305} + t_0 = \frac{206000}{0{,}305} + 10 = 82{,}5^0 \text{ C.}$$

Direktem Dampf oder Gegendruckdampf von $\sim$ 1,5 at. können $\sim$ 600 WE/kg entzogen werden. Mit Rücksicht darauf, daß das

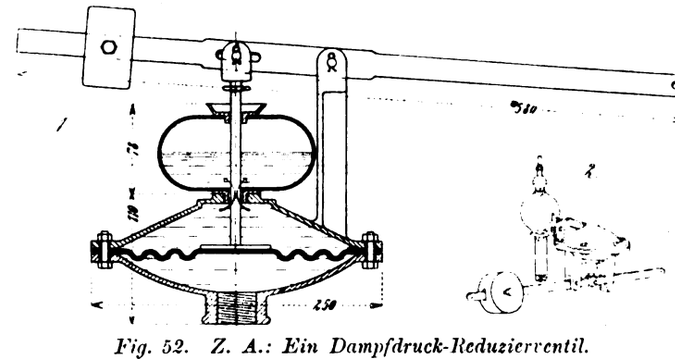


Fig. 52. Z. A.: Ein Dampfdruck-Reduzierventil.

Lufterhitzer-Kondensat mit ca. 70° C wieder direkt dem Kessel zugeführt wird, kann mit 630 WE/kg Dampf gerechnet werden, weil ja die ganze Flüssigkeitswärme entsprechend in WE ungefähr den Kondensattemperaturgraden, für die Dampferzeugung wieder zugute kommt. Es würden also für die Trockenanlage:

$$\frac{206000}{630} = \sim 325 \text{ kg Dampf/Std.}$$

erforderlich sein. Da die Ventilator-Antriebsmaschine $\sim$ 250 kg Dampf pro Std. von $\sim$ 1,5 at. Gegendruck hergibt, so sind noch

~ 75 kg Dampf pro Std. mittels eines Reduzierventils dem Lufterhitzer zuzuführen.

Wenn die Trockenanlage richtig bedient wird, d. h. wenn die Kanäle stets gefüllt sind, und wenn das trockene Gut rechtzeitig herausgezogen wird, so kann man bei einigermaßen gleichbleibender Produktion die Dampfzuführung zum Lufterhitzer nach der Temperatur der Luft am Austritt aus den Kanälen und nach dem Sättigungsgrad dieser Abgangsluft regulieren. Letzterer ist stets wenig unter 100 % zu halten, wozu natürlich genügend lange Trockenkanäle gehören. Fällt bei gleicher Sättigung die Luftaustrittstemperatur, so wird sich bald eine Minderleistung der Trockenanlage bemerkbar machen. Dem Lufterhitzer muß also etwas mehr Dampf zugeführt werden. Steigt jedoch bei normaler Produktion und hohem Wassergehalt der Abgangsluft die Temperatur derselben, so ist dem Lufterhitzer weniger Dampf zuzuführen.

Bei Überlastung der Trockenanlage muß die Austrittstemperatur der gesättigten Luft am Kanalende eine höhere sein, denn je größer der Unterschied zwischen t_5 und t^0, destomehr Wasser kann man mit derselben Luftmenge abführen.

Großwasserraumkessel.

Ein Beitrag zur besseren Ausgestaltung der Großwasserraumkessel.

Von Oberingenieur **Paul Koch.**

Mit Abbildungen, Fig. 53 u. 54.

Zusammenfassung. Gesprochen wird über die heute vielfach übliche unrichtige Ausgestaltung der Verbindung zwischen Flammbezl. Feuerrohr und Langkessel. Zugleich werden Vorschläge zu deren Verbesserung gemacht, darin bestehend, daß man den Durchmesser des Wellrohres hinter dem Halse soweit vermindern soll, daß man das Rohr ausnieten kann, ohne den Kesselboden mit auszunieten. Die Vorschläge sind sehr beachtlich.

Die jetzt allgemein übliche Herstellung der Großwasserraumkessel, — ob Ein-, Zwei- oder Dreiflammrohrkessel ist dabei ganz gleich — hat den Nachteil, daß bei der Erneuerung von Flammrohren oder Teilen der Feuerrohre die auszuführende Reparatur sehr teuer wird. Es sollte daher schon bei der Dimensionierung dieser Kesselsysteme auf spätere Reparaturen mehr als bisher Rücksicht genommen werden. Ist z. B. ein Zweiflammrohrkessel in seiner Verbindung mit den Böden und den Feuerröhren nach Skz. 1 oder 2, Fig. 54 ausgeführt worden und es haben bei demselben durch Wassermangel die Rostrohre gelitten bzw. sind eingebeult worden, so bleibt bei dieser Art der Konstruktion nichts anderes übrig, als den Vorderboden des Mantels zu entnieten und auszubauen, um andere Feuerrohre einziehen zu können.

Diese Arbeit, das Entnieten und Ausbauen des Vorderbodens im Kesselmantel, ist an und für sich keine besonders schwere, aber immerhin eine Arbeit, welche auf dem Aufstellungsplatz des Kessels

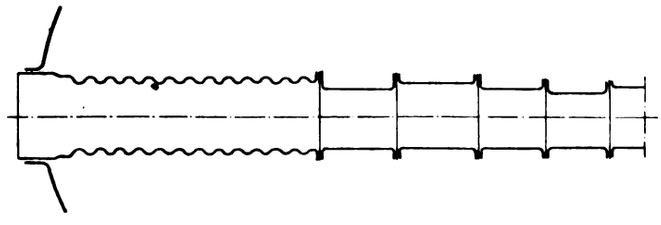


Fig. 53. Z. A.: Grosswasserraumkessel.

umständlicher und zeitraubender auszuführen ist als in den Werkstätten der Fabrik, ganz abgesehen davon, daß man hier alle Nieten von Hand schlagen muß.

Es kann ein solcher Vorderboden, der durch eine vorzunehmende Reparatur frisch genietet werden muß, auf zweierlei Arten neu eingenietet werden:

1. in der Weise, daß der Kesselmantel liegen bleibt und die Nieten in den Mantel und Vorderboden in den verschiedensten Arbeitsstellungen der Monteure eingebracht und
2. in der Art, daß der Kesselmantel gedreht wird, zu welchem Zwecke allerdings, um den Kessel drehen zu können, der Dampfdom sowie die am Mantel etwa vorhandenen Stutzen abgenietet und das anliegende Mauerwerk für die Führung der Heizgase um Kesselmantel gelöst bzw. abgebrochen werden muß.

Letztere Arbeit ist zwar umständlicher, zeitraubender als die Ausführung nach 1, liefert aber unstreitig bessere Arbeit. Bei der Ausführung nach 1 gibt es Nieten, welche von oben, von der Seite und von innen geschlagen werden müssen, während nach Ausführung 2 sämtliche Nieten von oben — ähnlich wie in der Fabrik — geschlagen werden können.

Diese Reparaturen an Großwasserraumkesseln, welche trotz aller Neuerungs- und Sicherheitsvorrichtungen nie zu vermeiden sind, können jedoch, wenn man von vornherein bei der Dimensionierung der Kessel darauf Rücksicht nimmt, auf ein Minimum beschränkt werden und man braucht nur dem Vorderboden so große Rohrlöcher zu geben, daß die Feuerrohre von außen nach innen und innen nach außen gezogen werden können. Die Skz. 3 und 4, Fig. 54 zeigen die Anordnung größerer Rohrlöcher für ein- und ausgehalste Böden, während Fig. 53 die Anordnung zeigt bei Feuerrohren mit Rostrohren aus Wellrohren und dem übrigen Teil der Flammrohre als Stufenrohre.

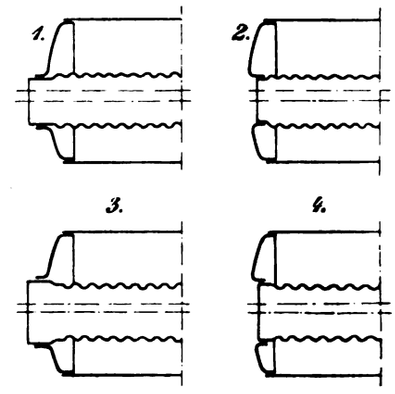


Fig. 54. Z. A.: Grosswasserraumkessel.

Es wird bei Herstellung neuer Kessel nach Skz. 3 und 4, Fig. 54 und Fig. 53 stets darauf geachtet werden müssen, daß der Vorderboden mit dem ersten Mantelschuß so weit dies eben möglich ist mit der Nietmaschine genietet wird, wodurch die größte Gewähr für dauerndes Dichthalten gegeben ist. Der ausgehalste Boden Skz. 3, Fig. 54 und Fig. 53 läßt sich ganz maschinell einnieten, während der eingehalste Boden Skz. 4, Fig. 54 nur teilweise maschinell genietet werden kann. Für den Hinterboden, welcher nach Fertigstellung des Mantels eingesetzt wird, bleibt nur die Handnietung übrig, die jedoch, gut ausgeführt, ebenfalls dichte Nähte und Nieten gibt. Den auftretenden Außen- und Innentemperaturen und den Schwankungen der Außentemperatur entsprechend halte ich eine maschinelle Nietung des Vorderbodens für unbedingt nötig, während der Hinterboden den Temperaturschwankungen nicht so unterworfen, sondern im Betriebe in nahezu gleichmäßigen Temperaturen gehalten wird, so daß hier weniger schroffe Abkühlungen wie am Vorderboden auftreten. Die Ausführung des Kessels nach Skz. 3 und 4, Fig. 54 und Fig. 53 wird entschieden teurer als nach Skz. 1 und 2, Fig. 54 jedoch wird eine auszuführende Reparatur nach Skz. 3 und 4, Fig. 54 und Fig. 53 billiger als nach Skz. 1 und 2, Fig. 54, es fragt sich also nur, was für die Praxis ausschlaggebend sein und empfohlen werden kann.

Stellt man sich auf den Standpunkt des Kesselbesitzers, so wird derselbe, selbst wenn er mehr Geld für den neuen Kesesl bezahlt hat, bei einer eintretenden Flammrohreinbeulung froh sein einen Kessel zu besitzen, der gestattet die Reparatur schnell und billig zu erledigen, denn die Betriebsstörung allein, welche vielfach mit solchen Reparaturen verbunden ist kostet mehr als der Mehrpreis des Kessels infolge der besseren Dimensionierung. Weiter ist zu berücksichtigen, daß der Vorderboden, welcher in der Fabrik maschinell eingenietet wurde und bisher dicht geblieben auch infolge der Reparatur im Kessel dicht bleiben kann, was nicht der Fall sein wird, wenn die Ausführung des Kessels nach Skz. 1 und 2 erfolgte, abgesehen von den Kosten für die Entfernung des Mauerwerkes um den Boden. Eine Handnietung kann die Ansprüche an Dichtigkeit wie eine Maschinennietung nicht machen, die eventuelle Folge davon ist, daß der Kesselbesitzer nach erledigter Reparatur nach Bauart des Kessels nach Skz. 1 und 2 einen Kessel mit ständig leckendem Boden hat, während bei Ausführung nach Skz. 3 und 4, Fig. 54 und Fig. 53 der Kessel dicht und das vordere Mauerwerk ohne Reparatur verbleibt.

Gibt eine Flammrohreinbeulung dem Flammrohre eine solche Form, daß dasselbe im Ganzen nicht durch das Rohrloch des Vorder-

bodens gebracht werden kann, so ist es trotzdem nicht nötig den Vorderboden zu entnieten, das deformierte Flammrohr wird einfach, soweit es nötig, mittels des autogenen Schneidverfahrens in Stücke zerschnitten.

Die Kessel nach Ausführung Skz. 3 und 4, Fig. 54 und Fig. 53 stellen sich infolge besserer Dimensionierung als nach Skz. 1 und 2 teurer, bieten jedoch große Vorteile für den späteren Betrieb, so daß die geringen Mehrkosten reichlich aufgewogen werden, es würde mit ihrer Anwendung den Kesselbesitzern viel Verdruß und Zeitverlust erspart bleiben.

Die Stochlochverschlüsse bei Gaserzeugern.

Mit Abbildung, Fig. 55.

Zusammenfassung. Nach allgemeinen kritischen Betrachtungen über die heute üblichen Stochlochverschlüsse kommt der Verfasser auf eine neue Spezialkonstruktion zu sprechen, deren Anwendung er empfiehlt. Der betr. Verschluß basiert auf dem Grundsatz, daß der Austritt der Gase beim Stochen durch Preßluft zu verhindern ist, die erforderliche Druckluft sei den Windleitungen der Hochöfen usw. zu entnehmen.

In richtiger Erkenntnis der Tatsache, daß die beste wirtschaftliche Ausnützung der Kohle in sehr vielen Fällen durch Vergasung erfolgt, hat in den letzten Jahren die Verwendung von Gasgeneratoren eine immer größere Ausdehnung erfahren. Obwohl es gelungen ist, durch selbsttätige Beschickungs- und Entschlackungsvorrichtungen die Bedienung der Gaserzeuger zu vereinfachen, so ist es doch unmöglich, die helfende Hand des Gasstochers ganz auszuschalten.

Die Arbeit des Gasstochers hängt größtenteils von der Art der Kohle ab, die zur Vergasung kommt. Bei Braunkohlen und Braunkohlenbriketts, die eine lockere, feinkörnige Asche geben und überhaupt nicht backen, ist das Stochen fast überflüssig. Desgleichen bietet die Verarbeitung der Steinkohle, die nur wenig backt, eine lockere Schlacke gibt und von gleichmäßiger Stückgröße ist, im Gaserzeuger keine Schwierigkeiten.

Dagegen erheischt Kohle mit backenden und stark schlackenden Eigenschaften zu einer ökonomischen Vergasung ziemlich angestrengte Stocharbeit. Dies gilt auch für die Vergasung von minderwertigen, sehr staubhaltigen Brennstoffen.

Diese Stocharbeit erfolgt mit einer Stochstange, um das Hängenbleiben der Brennstoffsäule an den Wänden des Gaserzeugers und die Bildung großer Schlackenklumpen zu verhindern. Obwohl das Stochen schon an und für sich eine anstrengende Arbeit ist, kommt noch erschwerend hinzu, daß aus den Stochlöchern die unter Druck stehenden Gase ausströmen und durch ihren Gehalt an Kohlenoxyd die Arbeiter stark belästigen. Die Folge davon wird sein, daß die Arbeiter die Generatoren in nachlässiger Weise bedienen. Die mangelnde Stocharbeit zeigt sich in Störungen des Generatorganges und in der Entstehung eines minderwertigen Gases.

Diesen Übelständen sucht man durch Verwendung von Stochlochverschlüssen entgegenzutreten. Derartige Verschlüsse werden nach verschiedenen Grundsätzen gebaut. So sollen bei einigen Konstruktionen die austretenden Gase vom Arbeiter weggeblasen werden; damit sind jedoch stets Gasverluste verbunden. Bei einem anderen System benutzt man eine innerhalb des Verschlusses liegende Dampfeinblasvorrichtung, die den Austritt des Gases verhindern soll. Diesem Stochlochverschluß haftet nun wieder der Nachteil an, daß während des Stochens Dampf und durch dessen injektorartige Wirkung auch Luft in den Gaserzeuger gerissen wird. Dazu kommt, daß die Dampfventile nur in den seltensten Fällen dicht schließen; infolgedessen strömt ununterbrochen Dampf in den Generator, wodurch der Heizwert des Gases erniedrigt wird.

Nach demselben Gesichtspunkt sind die Stochlochverschlüsse mit Lufteinblasvorrichtung gebaut. Nur daß bei diesen noch der Übelstand hinzutritt, daß sich das Gemisch von Luft und Gas an dem Stochloch entzündet.

Demgegenüber basiert der Stochlochverschluß Bauart Ehrhardt & Sehmer, der von der Maschinenfabrik Ehrhardt & Sehmer in Saarbrücken nach D.R.G.M. Nr. 411258 und 425544 ausgeführt wird, auf dem Grundsatz, den Austritt der Gase beim Stochen durch einen Preßluftschleier zu verhindern. —

In der Stochplatte a (Fig. 55) ist mittels eines Bajonettverschlusses ein Einsatzstück b befestigt. In der Mitte des Einsatzstückes ist eine durchlochte Platte c eingenietet, das eigentliche Stochloch. Ein Deckel d hält dasselbe verschlossen. Seitlich über dem Einsatzstück b ist ein Kanal e vorgesehen, der in eine düsenartige Verbreiterung mündet. Dieser Kanal e steht mit einer Druckluftleitung g in Verbindung. Ein Ventil in dieser Leitung dient zur Regelung des Luftdruckes. Der Durchmesser des Stochloches c ist ein wenig größer als der Durchmesser der Stochstange.

Soll gestocht werden, so wird der Deckel d abgehoben, die Stochstange eingeführt und das Ventil geöffnet. Aus der Richtung des düsenartigen Luftkanals ist ersichtlich, daß keine Luft in den Generator gelangen kann. Die Geschwindigkeit des Luftstromes läßt sich so regeln, daß trotz seiner Richtung schräg nach oben, ein Teil der Luft durch die Stochstange nach unten abgelenkt wird, so daß sie dem Gasdruck das Gegengewicht hält. Jeglicher Gasverlust wird dadurch vermieden.

Sollte das Stochloch mit der Zeit durch natürlichen Verschleiß zu weit werden, so kann die durchlochte Platte c durch eine neue ersetzt werden. Diese Platte ist, nebenbei bemerkt, der einzige Teil des Apparates, der einer Abnutzung unterliegt. Alle anderen Teile sind so dauerhaft, daß sie kaum ersetzt zu werden brauchen.

Um einen Einblick in den Generator zu gewinnen, braucht man nur das durch den Bajonettverschluß befestigte Einsatzstück b mittels des Bügels f herauszunehmen. Die leichte Auswechselbarkeit des Einsatzstükkes hat übrigens noch den weiteren Vorteil, daß man den Stochlochquerschnitt dem Stochstangendurchmesser jederzeit anpassen kann.

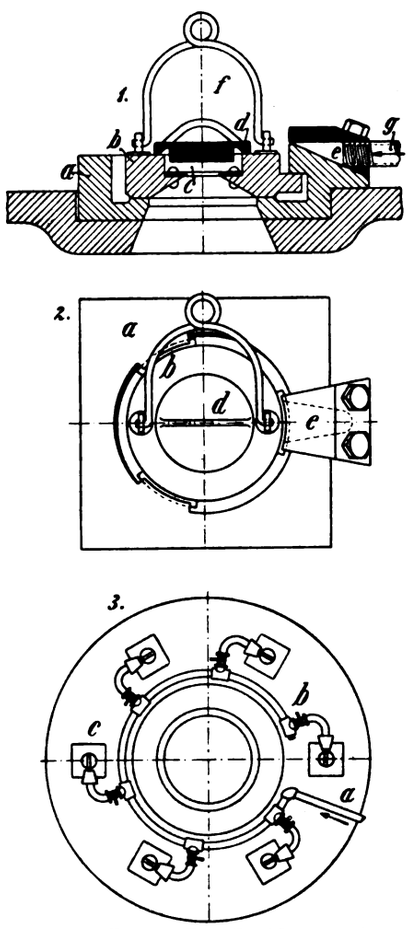


Fig. 55. Z. A.: Die Stochlochverschlüsse bei Gaserzeugern.

Die zum Betrieb erforderliche Preßluft kann der Windleitung eines Hochofens oder Stahlwerks entnommen werden. Der Luftverbrauch stellt sich nach Versuchen pro Düse auf 0,2 cbm pro Minute bei einer Windpressung von 50 mm Qu. S. und einem Gasdruck von 20 mm W. S.

In Skz. 3 ist die Anordnung mehrerer Stochlochverschlüsse, Bauart Ehrhardt & Sehmer, auf der Bedienungsbühne eines Generators dargestellt. Die Preßluft tritt in das Verteilungsrohr a ein, an welches die Absperrhähne b angeschlossen sind. Letztere führen die Preßluft den einzelnen Stochlochverschlüssen c zu.

Einige neue Werkzeuge für Kesselschmiede.

Mit Abbildungen, Fig. 56 bis 58.

Zusammenfassung. Beschrieben sind zwei in die Praxis schon eingeführte Dichtmaschinen zum Aufdrillen von Bordringen und Flanschen auf patentgeschweißte Rohre und ein Rohrfräser zum konischen Ausgraten von Rohren.

Wie bekannt, spielen die Rohr-Dichtmaschinen heute im Kesselbau, gleich den Rohrfräsern eine hervorragende Rolle. Es gibt infolgedessen auch eine ganze Anzahl Konstruktionen, nur leiden viele derselben an dem Übelstand, daß sie zu kompliziert sind. Nachstehend sollen drei Typen beschrieben werden, denen

man diesen Vorwurf wohl kaum machen kann, zumal sie sich praktisch schon bewährt haben.

Fig. 57 zeigt eine **Dichtmaschine,** wie sie zum Aufdrillen von Bordringen und Flanschen auf patentgeschweißte Rohre geschaffen wurde. Die Maschine besteht aus einem zylindrischen Körper, der schrägliegende Rollen trägt. Ein Dorn wird bei der Drehung durch die Schrägung der Rollen in das Gehäuse der Rollen gezogen und preßt dabei die Rollen gleichmäßig nach außen, wodurch das Rohr in die Flanschen und Bordringe eingedichtet wird. Schraubspindeln oder Vorrichtungen, bei denen der Dorn durch Schläge eingepreßt wird, sind hier vermieden.

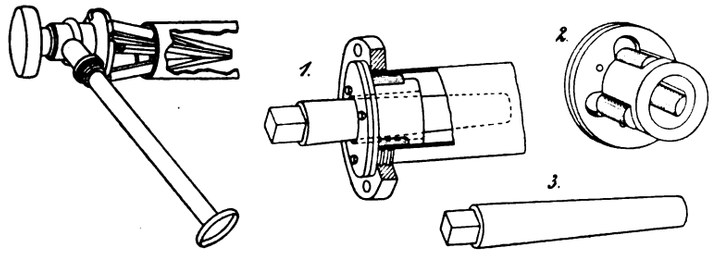


Fig. 56. *Fig. 57.*

Fig. 56 u. 57. Z. A.: Einige neue Werkzeuge für Kesselschmiede.

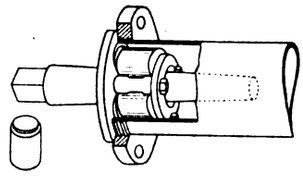


Fig. 58. Z. A.: Einige neue Werkzeuge für Kesselschmiede.

Die Maschine ist im übrigen in allen Teilen gehärtet, wodurch die Abnutzung zu einer minimalen wird; sie findet besonders Verwendung im Heizungsfach und wird in verschiedenen Größen für Rohre von 10 bis 216 mm lichte Weite geliefert.

Fig. 58 zeigt eine durch Gebrauchsmuster geschützte Bernhardtsche **Universal-Dichtmaschine** für Rohre gleicher Art, wie oben. Die Maschine Fig. 58 unterscheidet sich von der Fig. 57 nur dadurch, daß die Rollen in anderer Weise geführt sind als bei der ersten. Im übrigen deckt sie sich in ihrer Wirkung mit jener; sie wird für Rohre von 82 bis 203 mm lichter Weite ausgeführt.

Ein Vergleichsversuch zwischen Aufdrillen und Auflöten ergab folgendes Resultat:

Monteur mit Dichtmaschine.	Monteur mit Lötapparat.
patentgeschw. Rohr $3^1/_2$" (82/89) 2500 lang	
	2 Lötscheiben anheften 15 Min.
2 schmiedeeiserne Flanschen wurden aufgedrillt	löten 15 „
	abfeilen 15 „
ganze Dauer:	ganze Dauer sonach **45 Min.**
12 Minuten	ferner wurden gebraucht:
Druckprobe 20 at.	1,5 kg Holzkohle, 0,125 kg Borax,
dicht.	0,282 kg Lot u. 1 Hilfskraft 15 Min.
	Druckprobe 20 at. dicht.

Der von der Firma C. H. Bernhardt in Dresden eingeführte neue **Rohrfräser,** Fig. 56, ist für Rohre von $^3/_8$ bis 3 Zoll geeignet. Er erlaubt es, die mittels eines Rohrabschneiders abgeschnittenen Rohrstücke konisch auszugraten.

Wer die mühevolle und zeitraubende Arbeit, die das Ausfräsen der Rohre mittels sog. Krausköpfe macht, kennt, wird den dargestellten Apparat wahrscheinlich gern benutzen. Einmal leistet er das Doppelte und weiter ist die mit ihm erzielte Arbeit eine saubere, so daß die sog. „Rohrverengungen" vermieden werden.

Der in der Hauptsache aus einem konischen Dorn und drei eingesetzten Messern bestehende Apparat trägt einen Handteller und wird mit der linken flachen Hand — also nicht wie früher mit der Brust —, gegen das Rohrende gehalten und mittels des Handhebels, der mit dem konischen Dorn in Verbindung steht, in Drehung versetzt. Zwischen Handhebel und Dorn ist ein Gesperre eingeschaltet.

Der Hauptwert des neuen Apparates liegt übrigens noch darin, daß man die Messer auf jedem Schleifstein nachschleifen und ebenso auch auswechseln kann. Ein Ausglühen und Nachschärfen, wie bei den alten Krausköpfen ist nicht erforderlich.

Sprechsaal.

Dieser Raum steht den Abonnenten und Inserenten der Zeitschrift zur **freien Aussprache** über **technische Fragen** und **Vorkommnisse** zur Verfügung.

Reklamen für einzelne Werke bezl. Firmen sind dabei jedoch ausgeschlossen. Ebenso lehnt die Redaktion die Verantwortung für diese Korrespondenz ab. D. Redaktion.

Die kürzlich erloschene Firma Wichand & Wilisch in Zwickau hat seinerzeit ein **Dampfdruck-Reduzierventil** zum Patent angemeldet, das von **15** auf **0,01** at. reduziert. Wie ist dessen Einrichtung und ist das Patent zu erhalten?

Darauf zur Erwiderung, daß Reklamen für eine Firma an dieser Stelle eigentlich nicht gemacht werden sollen. Da es sich im vorliegenden Falle aber um eine Konstruktion von wirklicher Bedeutung handelt und die Firma nicht mehr besteht, so möge Ihre Anfrage beantwortet werden.

Das Ventil gewährt im Vertikalschnitt das nebenstehende Bild. Es schließt, soviel der U. erfahren konnte, bei Überdruck selbsttätig und sicher ab, ebenso ist es mit einem Sicherheitsventil versehen, so daß ein Druckausgleich selbst bei undichtem Ventilsitz nicht eintreten kann.

Auswechselbare Jenkins- oder Kupferringdichtungen, mit denen ja bei Überdruck ein selbsttätiger und dichter Abschluß nicht zu erzielen ist, sind bei ihm gleichfalls nicht vorhanden. Trotzdem aber soll sich das Innere des Ventils schnell nachsehen und die Sitze wieder dicht aufschleifen lassen, weil man den Einbau herausnehmen kann, ohne das Ventil aus der Leitung auszubauen.

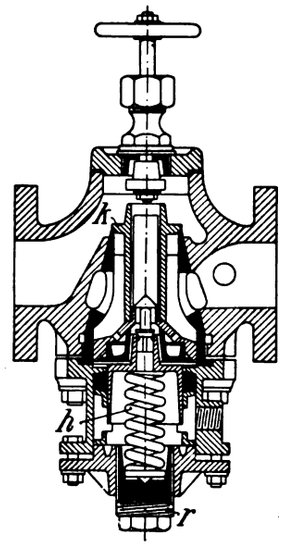


Fig. 59.

Die Regulierung wird von der Niederdruckseite aus beeinflußt, von der Hochdruckseite jedoch durchgeführt. Daher werden die Mechanismen des Ventils sich nicht festsetzen können. Als Material für Sitze und Kegel war, wenn es sich um ein Sattdampfventil handelt, Phosphorbronze und für die Ventile für Heißdampf eine Nickellegierung in Aussicht genommen.

Ein besonderes Kennzeichen des Ventils ist schließlich noch darin zu finden, daß der Kegel k nur solange entlastet erscheint, als in der Niederdruckleitung Dampf verbraucht wird, d. h. Dampf selbst durch das Ventil strömt. Im anderen Falle ist der Kegel k nicht entlastet und wird vom Hochdruckdampf fest geschlossen. Zum Einstellen des Druckes hat man die Feder h mittels eines kleinen Pfropfens r zu verstellen.

Das Ventil ist geeignet, einen einmal eingestellten Minderdruck selbst dann festzuhalten, wenn der Hochdruck schwankt, oder eine unregelmäßige Dampfentnahme vorhanden ist.

Nach Vorstehendem würde man es hier mit einer Kombination zu tun haben, bestehend aus: Reduzierventil, Absperrventil und Sicherheitsventil, die noch dazu in einem einzigen Körper untergebracht sind. Soweit vom Ventil selbst.

Ihre Anfrage, ob das Patent erhältlich ist, kann nur das Patentamt oder die erloschene Firma beantworten. Vielleicht betrauen Sie ein Patentbureau mit den entsprechenden Nachforschungen. Christ.

Juli 1913.

Moderne Dampferzeuger und Armaturen

Branchen-Ausgabe I des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur".

Schriftleitung: Ingenieur F. Wilcke, Leipzig.

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Über die Herstellung von Stufenrohren für Großwasserraumkessel.

Von Oberingenieur **Paul Koch** in **Düsseldorf.**

Mit Abbildungen, Fig. 59 bis 65.

Zusammenfassung. Beschrieben sind die Vorgänge, welche sich bei der Herstellung von Stufenrohren für Großwasserraum-Dampfkessel vollziehen. Skizzen dienen zur Erleichterung des Verständnisses ebenjener Vorgänge.

Als Material zu den Stufenrohren, welche zu den Flammrohren der Ein-, Zwei- und Dreiflammrohrkessel Verwendung finden, kommt ausschließlich Siemens-Martin-Flußeisenblech zur Verwendung, welches weich und gut schweißbar sein muß. Die Festigkeit der Bleche nach dem neuen Kesselgesetz vom 17. Dez. 1908 hat 34 bis 41 kg/qmm bei 25% Dehnung zu betragen, worüber von seiten der Walzwerke Atteste über die Einzelproben der Bestellerin der Bleche zu liefern sind. Die Bleche, welche vom Walzwerke auf die bestellten Maße geschnitten und den Bedingungen der Vorschrift gemäß hergestellt und geliefert sind, werden nach dem Eintreffen in der Kesselfabrik untersucht. Die Untersuchung hat den Zweck, festzustellen, ob das Blech doppelt und ob dasselbe in den bestellten Massen geliefert wurde. Die Untersuchung auf doppelte Stellen in der ebenen Platte hat wenig Erfolg, bei der Verarbeitung und bei der Herstellung der Bördel zeigt sich leider nur zu oft, daß sehr viele doppelte Stellen im Blech vorhanden sind; diese werden, wenn sie klein sind, verschweißt; sind die doppelten Stellen zu groß, so müssen andere Bleche für das betreffende Arbeitsstück bestellt werden.

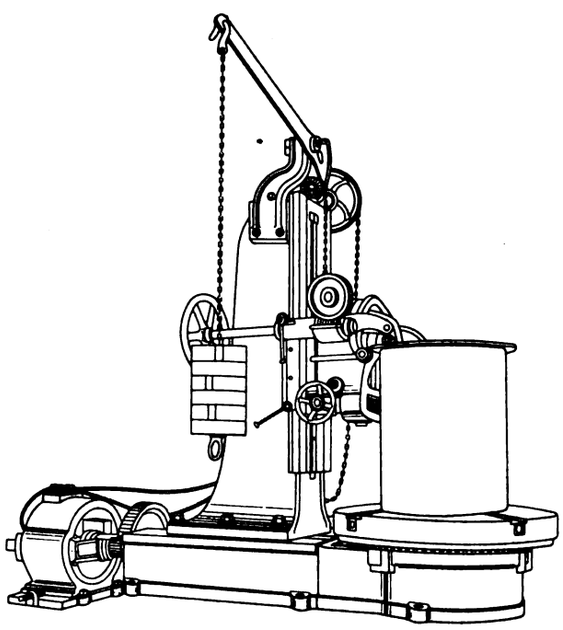


Fig. 59. Z. A.: Über die Herstellung von Stufenrohren für Großwasserraumkessel.

Die Abstufungen im Durchmesser weichen um 50 mm voneinander ab; in Fig. 60 sind eine Anzahl von Stufenrohren zu einem Feuerrohr zusammengestellt. Es ergeben sich daher für die Ausführung Stufenrohre mit beiderseits gleich hohen Borden, ferner Stufenrohre mit einem niedrigen und einem hohen Bord, sowie Stufenrohre mit beiderseits hohen Borden und endlich Stufenrohre mit einem hohen bzw. niedrigen Bord an einem Ende, während das andere Ende zylindrisch zum Rohrloch des Bodens passend bleibt.

Die Ausführung einer hohen und einer schmalen Bordflansche sind in Fig. 61 im Detail dargestellt.

Der Gang der Herstellung geschweißter und maschinell gebördelter Stufenrohre ist folgender:

Die geraden Bleche werden an den Seiten, welche die niedrigen Flanschen erhalten, gehobelt und zwar mit einer schrägen Kante nach Fig. 64, Skz. 1, welche dann bei dem geflanschten Schuß gleichzeitig als Stemmkante dient. Bei den Stufenrohren mit breiten Bordflanschen ist ein Hobeln der geraden Bleche nicht erforderlich, da hier später eine andere Bearbeitung nötig wird. Ist das Blech gehobelt, so wird dasselbe unter der Walze, Fig. 64, Skz. 2, zu einem Zylinder gewalzt und wobei die Blechkanten wie in Fig. 64, Skz. 3 übereinanderstehen. Nach dieser Vorbereitung kommen die einzelnen Zylinder in die Schweißerei, wo die Überlappung für die Schweißnaht nach Fig. 64, Skz. 4 vorgerichtet und die Längsnaht auf dem Koksfeuer geschweißt wird. Bei dem Schweißen ist darauf zu achten, daß Zunder zwischen den zu verschweißenden Überlapp zu beseitigen ist, da sonst eine homogene Verbindung nicht eintritt und die Nähte beim Bördeln aufreißen. Es ist Sache des betreffenden Arbeiters, die richtige Schweißhitze zu erhalten, ist die Hitze zu groß, so verbrennt das Eisen und ist sie zu gering, so hält die Schweiße nicht. Nach dem Schweißen der Längsnaht wird der Zylinder im Glühofen geglüht und unter der Walze rundgewalzt.

Das Flanschen oder Bördeln des geschweißten Zylinders geschieht durch eine hierzu besonders konstruierte Maschine, wie in Fig. 59 dargestellt. Der Antrieb der Maschine kann mittels Transmission oder Elektromotor erfolgen, letzterer ist zu empfehlen, da es Zeiten gibt, wo die Bördelmaschine längere Zeit außer Betrieb steht.

Zum Flanschen mit der Maschine wärmt man das Ende des Zylinders auf großen Rundfeuern an. Diese Rundfeuer stehen in der Nähe der Bördelmaschine und zwar sollen zwei solcher Rundfeuer vorhanden sein, damit die Maschine stets Arbeit erhält. Das Herausheben der Zylinder aus den Rundfeuern, das Hinbringen derselben zur Bördelmaschine, sowie jede sonstige Arbeit hat mit Kranen zu erfolgen, damit nicht mehr als zwei Arbeiter erforderlich sind.

Der Kraftbedarf der Bördelmaschine schwankt sehr; er beträgt für 13 mm starke Bleche ca. 8 bis 10 PS. Bei elektrischem Antrieb stellt sich der Stromverbrauch für 13 Flanschen auf 7,6 KW, sodaß eine Flansche bei einem Strompreis von 20 Pf. pro KW $\frac{20 \cdot 7{,}6}{13} = 12$ Pf. kostet.

Die maschinelle Flanschung der breiten Bördel erfordert meistenteils ein zweimaliges Warmmachen im Rundfeuer.

Sind die breiten Bördel mit der Maschine fertiggestellt, so werden sie vorgezeichnet, wobei sich der schraffierte Teil Fig. 65 als überflüssig ergibt und auf der Schere nach Fig. 62, Skz. 1 abgeschnitten werden muß, ehe die Stemmkante auf einer Plandrehbank, Fig. 63, Skz. 2, gedreht wird. Das Vorzeichnen der Nietlöcher für schmale und breite Borde geschieht unter Zuhilfenahme von Schablonen, damit man die Gewähr hat, daß sämtliche Löcher beim Zusammenbauen der einzelnen Schüsse passen.

Zwischen je zwei Flanschen wird ein Stemmring aus Flacheisen von 70 × 12 mm gelegt, welcher flammrohrseitig schräggedrehte Kanten aufweißt und nachher gestattet, das Flammrohr dicht zu stemmen.

Die Materialzugabe für einen schmalen Bördel beträgt b = 80, für einen breiten b = 130. Die Schußhöhe der fertigen Stufenrohre beträgt 550 bis 650 mm.

Sind die einzelnen Stufenrohre mit den zwischengelegten Stemmringen zusammengebaut, so erfolgt deren Vernietung durch sogenannte Zangennieter, am vorteilhaftesten jedoch auf hydraulischem Wege.

Die Kontrolle der Wasserreinigung und des Kesselwassers mittels Wasser-Prüfers.

Zusammenfassung. Es wird gezeigt, in welcher Weise man mit Phenolphtalein und Methylorange als Indikatoren durch Ermittelung des Säureverbrauches beim Titrieren sich einen genauen Einblick in die in einem gegebenen Falle vorliegenden Wasserverhältnisse verschaffen kann. Der Wert des Verfahrens liegt in dessen Einfachheit; jeder Maschinenmeister kann sich dasselbe aneignen.

Für das richtige Arbeiten einer Wasser-Enthärtungsanlage ist die zeitweilige und noch besser die fortgesetzte Untersuchung des enthärteten und des Kesselwassers von größter Bedeutung.

Prof. C. Blacher in Riga hat kürzlich ein Verfahren angegeben, mittels dessen man sich einen genauen Einblick in die in dem betr. Kesselbetriebe vorliegenden Verhältnisse verschaffen kann. Das Verfahren besteht in der Ermittelung des Verbrauches an Säure beim Titrieren mit $^1/_{10}$ Säure und einmal Phenolphtalein und das andere Mal Methylorange als Indikator. Daneben wird die Gesamthärte mit Calciumstearat und Phenolphtalein bestimmt.

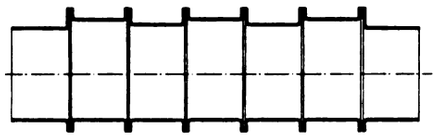


Fig. 60. Z. A.: Über die Herstellung von Stufenrohren für Großwasserraumkessel.

An Hand dieser drei Werte, die in kurzer Zeit ermittelt werden können, ist man sofort imstande anzugeben, wie das Wasser beschaffen ist.

Die Untersuchungen sind — und darin ist dessen allgemeine Anwendbarkeit begründet —, so einfach, daß sie von jedem intelligenten Maschinenmeister erlernt werden können.

Nachstehend soll das Verfahren in seinem rechnerischen Verlauf kurz festgelegt werden.

Wie wir oben sahen, beruht die Kontrolle auf der Ermittelung der Phenolphtaleinkapazität P, der Methylorangekapazität M und der Gesamthärte H der Wässer, ausgedrückt in deutschen Härtegraden bzw. den entsprechenden Äquivalenten.

1. Gang der Wasseranalyse.

Um die Zahl P zu finden, werden 28 ccm Wasser in der Meßbürette mit ca. 5 Tropfen Phenolphtalein versetzt. Färbt sich das Wasser, so ist eine Zahl P vorhanden. Man setzt jetzt aus der Säureflasche so lange tropfenweise zu, bis die Färbung verschwindet. Die Anzahl der dazu erforderlichen Tropfen ist = P.

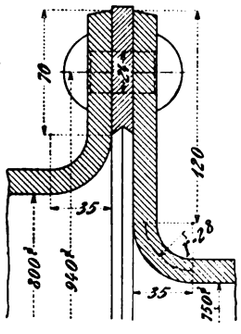


Fig. 61. Z. A.: Über die Herstellung von Stufenrohren für Großwasserraumkessel.

Die Zahl M ist gleich P + der bis zum Ersatz-Methylorange Umschlag erforderlichen Säure.

Man gibt weiter einen Tropfen des Indikators Ersatz-Methylorange zu derselben Wasserprobe und setzt solange Salzsäure hinzu, bis eine deutliche violettrote Färbung auftritt, die beim Durchblasen von Luft mit Hilfe des Gummigebläses nicht mehr verschwindet. Die im ganzen verbrauchten Tropfen Säure sind = M.

Um die Zahl H zu finden, hat man sich zu überlegen, daß die von der M-Bestimmung gebliebene Probe kohlensäurefrei sein und phenolphtaleinneutral gemacht werden muß. Die Kohlensäure war bereits durch das Hindurchleiten von Luft vertrieben. Um den geringen Säureüberschuß zu entfernen, tropft man so viel alkoholhaltige Kalilauge zu, bis eine zitronengelbe Färbung eingetreten ist, die beim Schwenken nicht mehr in schwaches Rot übergeht Nun titriert man mit Kalipalmitat bis wieder eine Rosarot-Färbung auftritt. Die Anzahl der Tropfen dividiert durch 2 ist = H.

2. Deutung der Zahlen P, M und H mit Bezug auf:

a) Rohwasser. Hier gibt es eine Zahl P für gewöhnlich nicht. Die Zahl M entspricht der vorübergehenden oder Bikarbonathärte, welche den Schlamm verursacht und H minus M (H — M) der permanenten oder bleibenden, gewöhnlich durch Gips verursachten Härte, die den festen, aus Gipskristallen bestehenden Kesselstein erzeugt, in welchen auch der Schlamm mit hineinverkittet wird.

Beispiel: Es sei M = 14, H = 19 (38 Tropfen), so ist die Bikarbonathärte = 14, die Gesamthärte = 19 und die Gipshärte = 19 — 14 = 5. (War M größer als H, so sind im Wasser Alkalien vorhanden, z. B. bei Mineralwässern.)

b) gereinigtes Wasser. Bei der Wasserreinigung entfernt man die Bikarbonathärte, d. h. bekämpft den Schlamm durch Kalk und fällt den Gips aus, d. h. bekämpft die Kesselsteinbildung durch Soda. Die Zahlen H und M zeigen, ob zu viel oder zu wenig Soda genommen wurde, die Zahlen P und M, ob zu viel oder zu wenig Kalk gewählt war.

Ist H größer als M, so war zu wenig Soda genommen (H — M = Gipsgehalt des Wassers);
ist M größer als H, so hatte man zu viel Soda benutzt (M — H = Sodagehalt des Wassers in Härteäquivalenten);
war 2 P größer als M, so hatte man zu viel Kalk (2 · P — M = Gipsgehalt des Wassers) und
wenn M größer als 2 · P war, zu wenig Kalk gewählt (M — 2 · P = Menge der unausgefüllten Bikarbonate).

Beispiele: siehe unten.

c) Kesselwasser. Hier ist die Deutung der Zahlen dieselbe wie im Abschnitt b). Bikarbonate zerfallen bei der hohen Temperatur sehr schnell und sind daher im Kesselwasser meist nicht vorhanden. Hydrat (Ätzlauge) entsteht im Kessel allmählich auch aus Soda (Karbonat) durch Wegkochen der Kohlensäure. Das Anreichern von Ätzlauge (Hydrat) im Kesselwasser kann den Messingarmaturen schädlich werden.

Beispiele:

Gereinigtes Wasser:	Kesselwasser:
P = 2, M = 4, H = 6 H — M = 6 — 4 = 2 Grad Gips.	P = 3, M = 6, H = 16 H — M = 16 — 6 = 10 Grad Gips. **Zu wenig Soda, Kesselstein.**
P = 5, M = 10, H = 8 M — H = 10 — 8 = 2 Grad Soda.	P = 15, M = 30, H = 10 M — H = 30 — 10 = 20 Grad Soda zuviel. **Die Soda kann auch in Ätzlauge übergehen und die Armaturen angreifen.**
P = 8, M = 10, H = 10, 2 · P — M = 2 · 8 — 10 = 6 Grad Lauge (Hydrat.)	P = 12, M = 14, H = 14 2 · P — M = 2 · 12 — 14 = 10 Grad Lauge (Hydrat.). **Zu viel Kalk ode: aus Soda entstanden. Anfressung der Armaturen möglich.**
P = 2, M = 10, H = 10 M — 2 · P = 10 — 2 · 2 = 6 Grad Bikarbonat.	P = 3, M = 7, H = 7 M — 2 · P = 7 — 2 · 3 = 1 Grad Bikarbonate. **Zu wenig Kalk.** **Bikarbonate unter starker Schlammbildung zersetzt.**

Zulässig sind im Kesselwasser:

Gips nicht mehr als 3 Grad.

Sodaüberschuß*) nicht mehr als 5 Grad, Lauge (Hydrat) nicht mehr als 5 Grad.

Wie man sieht, ist die Untersuchung des Kesselwassers unumgänglich, da nur sie die Fehler und Ungenauigkeiten der Wasserreinigung deutlich erkennen läßt. Da sich das Kesselwasser durch die Humate und durch Anreicherung von Salzen (z. B. Chloriden) gelb färbt, sind bei der Kesselwasseranalyse einige besondere Umstände zu beachten, auf die hier wegen Raummangels allerdings

*) Der Sodaüberschuß wäre an und für sich nicht hinderlich, wenn er nicht in Hydrat übergehen würde Bei sehr hohen Ansprüchen an die Wasserreinigung, bei sehr intensiver Wärmetransmission (z. B. Wasserrohrkessel mit hoher Flammentemperatur), wobei ein größerer Reagentienüberschuß genommen werden muß, steigt der Laugegehalt auf 10, 20 Grad und noch höher hinauf. In diesem Falle würden laugebeständige Armaturen erforderlich sein.

nicht eingegangen werden kann. Es sei dafür lediglich auf die von der Herstellerin der zugehörigen Chemikalien und Apparatkästen, den Vereinigten Fabriken für Laboratoriumsbedarf Glasfabrik Stützerbach G. m. b. H. in Stützerbach i. Thür. herausgegebenen Gebrauchsanweisung verwiesen.

d) Kalkwasser. Gesättigtes Kalkwasser ist ca. 130° hart, d. h. 10 ccm Kalkwasser müssen, mit Phenolphtalein gefärbt, rund 25 Tropfen Salzsäure bis zur Entfärbung verbrauchen.

Für die Prüfung des Apparates und der Lösungen gilt schließlich, daß beide Tropfflaschen beim Fallen von je einem

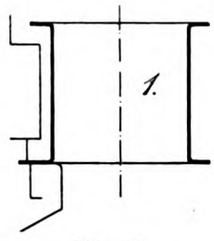


Fig. 62.

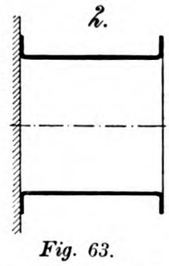


Fig. 63.

Fig: 62 u. 63. Z. A.: Über die Herstellung von Stufenrohren für Großwasserraumkessel.

Tropfen in der Sekunde Wassertropfen von 0,1 ccm hergeben müssen. Ferner entfärbt man ca. 10 ccm Kalkwasser nach Zugabe von Phenolphtalein zuerst mit 0,1 n Säure und darauf titriert man mit Palmitat bis zum Wiederauftreten der Färbung. Dabei müssen doppelt soviel Tropfen Palmitat aufgehen, als Säure.

Neuere Dampferzeuger.

Von **F. Wilcke** in **Leipzig.**

Mit Abbildung, Fig. 66.

(Fortsetzung aus Heft 14).

V. Die Hochleistungs-Dampfkessel Bauart Borsig.

Die Firma A. Borsig in Tegel baut drei verschiedene Hochleistungs-Dampfkessel,

den Borsig-Wasserrohrkessel:
„ „ Steilrohrkessel und
„ „ Wasserrohr-Schiffskessel (Landtyp).

Der Borsig-**Wasserrohrkessel** entspricht in seiner allgemeinen Anordnung einem Schrägrohrkessel. Die vordere und die hintere Wasserkammer sind bei diesem Kessel reichlich bemessen, um den Wasserumlauf zu fördern. Der Oberkessel hat derartige Dimensionen, daß ein möglichst großer Wasser- und Dampfraum vorhanden ist.

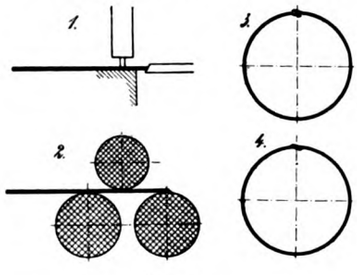


Fig. 64.

Fig. 65.

Fig. 64 u. 65. Z. A.. Über die Herstellung von Stufenrohren für Großwasserraumkessel.

Die Anordnung der Züge ist derart getroffen, daß eine gute Ausnutzung der Rauchgase erzielt wird. Gleichzeitig ist auch Wert darauf gelegt, daß der Druckverlust innerhalb der Züge für die Rauchgase ein nicht zu hoher ist. Die Anordnung des Rohrbündels über dem Rost ist so getroffen, daß ein möglichst großer Teil des ersteren unter der Strahlwirkung des Rostes steht.

Wird der Einbau eines Dampfüberhitzers verlangt, so erhält dieser seinen Platz seitlich am Oberkessel. Beim Borsig-Dampfüberhitzer sind die Rohre leicht auswechselbar und beeinträchtigen die Befahrbarkeit des Oberkessels in seiner ganzen Länge in keiner Weise. Die Regulierung der Dampftemperatur erfolgt durch vertikale Klappen. Die Anzahl und der Durchmesser der Rohrschlangen richtet sich naturgemäß nach der Dampfleistung. Die Anordnung der Rohrschlangen erfolgt derart, daß ein größerer Druckverlust innerhalb des Überhitzers nicht eintritt.

Bei den Dampfventilen wird eine Konstruktion verwendet, die einen allzu großen Druckverlust ausschließt.

Als Feuerung läßt sich beim Borsig-Wasserrohrkessel jede einbauen. Dort wo Steinkohlen, Braunkohlen oder Braunkohlen-Briketts als Brennmaterial dienen, gelangt jedoch meist eine unter dem Namen Borsig-Kettenrostfeuerung bekannte und an dieser Stelle*) schon beschriebene Konstruktion zur Anwendung.

Der Borsig-**Wasserrohr-Schiffskessel,** Fig. 66 besteht aus einem zwischen zwei Wasserkammern nach hinten steigend angeordneten Rohrsystem. Die Wasserkammern werden genietet und mit Stehbolzen für die Verankerung und Sicherheits-Innenrohrverschlüssen versehen. Über der vorderen Wasserkammer ist ein Oberkessel quer angeordnet, der mit der vorderen Wasserkammer durch Rücklaufrohre und mit der hinteren durch Dampfrohre verbunden ist. Über dem Oberkessel liegt ein zweiter Dampfsammler, der alle Armaturen zur Dampfabführung trägt, während am Oberkessel die Wasserstands- und Speisearmaturen angeordnet sind. Das Ablaßventil sitzt am unteren Ende der vorderen Wasserkammer, die an dieser Stelle zu einem Schlammsack erweitert ist. Der Überhitzer ist in dem Raum zwischen Rohrsystem und Verbindungsrohren einerseits und hinterer Wasserkammer und Oberkessel andererseits, unmittelbar über dem Rohrsystem untergebracht und besteht aus nahtlosen Schlangenrohren, die in entsprechende Sammler einmünden. Die Sammler sind aus schmiedeeisernen, gezogenen Vierkantrohren hergestellt, haben eingeschweißte Böden und tragen gegenüber jeder Rohreinmündung einen Verschlußstöpsel.

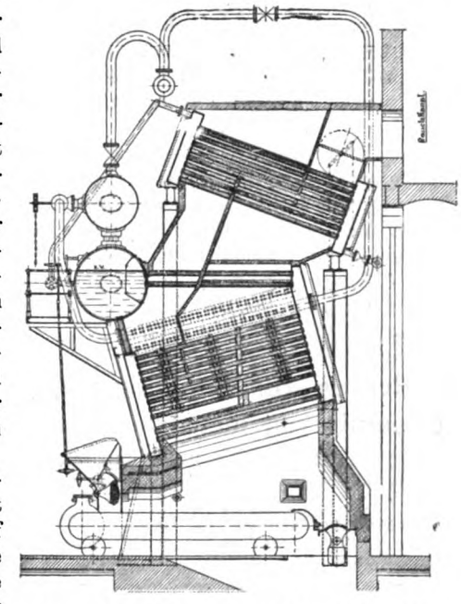


Fig. 66. Z. A.: Neuere Dampferzeuger.

Bei diesem Kesseltyp, der besonders dort am Platze ist, wo auf kleinerer Grundfläche eine möglichst große Dampfmenge erzeugt werden soll, wird von einer Ausschaltung des Überhitzers aus dem Bereich der Feuergase abgesehen, jedoch kann man den Überhitzer mit Wasser füllen, wenn mit Sattdampf gearbeitet werden soll. Ein Durchbrennen der Rohre ist also vermieden, andererseits wirkt der mit Wasser gefüllte Überhitzer als Dampferzeuger und vergrößert die Kesselheizfläche.

Wenn der erforderliche Raum zur Verfügung steht, kann der Schiffskessel natürlich auch eingemauert werden, jedoch in fast allen Fällen werden die Seitenwände aus Blech hergestellt und diese mit Diatomitsteinen bekleidet. Die Wände um den Rost herum sind mit feuerfesten Chamottesteinen ausgebaut. Die vorerwähnte Art der Einmauerung gestattet ein leichtes Befahren des Kessels und wird die Ummantelung auch so hergestellt, daß der Kessel bei einer Revision in kurzer Zeit freigelegt werden kann.

Der **Steilrohrkessel** von A. Borsig ist ein Wasserrohrkessel mit steil gerichteten Wasserrohren. Er besteht aus einem zylindrischen Unterkessel, dem dazwischen liegenden Rohrbündel und dem Oberkessel. In der Mitte sind sog. Rücklaufrohre und seitlich Verdampferrohre angeordnet. Erstere dienen zugleich als Ankerrohre, sie sind daher starkwandig und werden in den Kesselmantel mittels eingedrehter Rillen eingewalzt und gebördelt. Die Verdampferrohre münden radial in den Ober- und Unterkessel ein,

*) Vgl. Jahrg. 1913, Heft 10 vom 8. Mai.

sind also federnd eingesetzt und haben keine Last zu tragen. Selbst bei den höchsten Temperaturdifferenzen ist daher ein Abreißen von Rohren in den Walzstellen ausgeschlossen.

Das besondere Merkmal dieses Steilrohrkessels ist der zwangläufige Umlauf. Das in den Oberkessel eingeführte kältere Speisewasser wird nämlich durch ein Verteilungsrohr in den sog. Einlauftrichter geleitet und sinkt hier in die Rücklaufrohre. Da diese zum großen Teil von den Heizgasen nicht berührt werden, findet in ihnen keine große Erwärmung des Wassers statt. Aus den Fallrohren tritt das Wasser in den Unterkessel und gelangt von da in die Verdampferrohre, in denen infolge der unmittelbaren Einwirkung der Heizgase durch die entstehenden Dampfblasen ein lebhafter, ungehinderter Auftrieb zum Oberkessel stattfindet. Das aus dem Einlauftrichter des Oberkessels in die Rücklaufrohre tretende Speisewasser erwärmt sich in dem oberen, nicht geschützten Teil der letzteren derart, daß alle Kesselstein bildenden Bestandteile des Speisewassers bereits hier in fester Form ausgeschieden werden. Diese gelangen durch die Rücklaufrohre in den Unterkessel und lagern sich hier ab, das gereinigte Wasser dagegen geht in die Verdampferrohre. Letztere bleiben also rein von Kesselstein, während sich die Ablagerungen im Unterkessel durch Ablaßventile leicht beseitigen lassen.

Wie schon erwähnt, münden die Verdampferrohre radial in den Oberkessel ein, das aus den Verdampferrohren austretende Dampf- und Wassergemisch wird daher durch den Anprall gegen den Einlauftrichter in Wirbelung versetzt, verteilt sich gleichmäßig über den Wasserspiegel und gewährleistet so eine ruhige Dampfentwicklung. Ferner sind die Verdampferrohre im Ober- und Unterkessel versetzt angeordnet. Dadurch entsteht ein gewisser Drall im Rauchzug, der zur Folge hat, daß sich die Rauchgase an den versetzten Rohren stoßen und so ist ihre größtmöglichste Ausnutzung gewährleistet.

Der Überhitzer wird derart angeordnet, daß er leicht zugänglich und in allen Teilen leicht auswechselbar ist. Die Regulierbarkeit der Überhitzer-Temperatur wird durch schmale horizontale Schieber erreicht. Wesentliche Flugaschenablagerungen können im Überhitzer nicht stattfinden und die Anordnung der Rohrschlangen ist auch derart getroffen, daß größere Druckverluste nicht auftreten. Als Feuerungen können solche jeder Art angewendet werden.

Ein Beitrag zur Wärmeausnutzung und Kohlenersparnis von industriellen Feuerungsanlagen.

Von **Franz Eisenbach**, Zivilingenieur.

Mit Abbildung, Fig. 67.

Zusammenfassung. An Hand von Tabellen und sonstigen Daten wird der Nachweis erbracht, daß die allgemein üblichen Verdampfungsversuche nicht geeignet sind, den Wert einer Feuerung in der richtigen Weise zu zeigen. Genau so ist es mit der Rücksichtnahme auf das Können des Heizers, ferner auf die Ausnutzung und Art des Brennstoffes usw. Zum Erhalt zuverlässiger Resultate sind streng wissenschaftlich durchgeführte Heizversuche, ferner die Anwendung von Dauer-Kontrollapparaten, mechanischer Feuerungen, Vorwärmer, ev. künstlichem Zug usw. von Nöten; zugleich wird aber auch festgestellt, daß die mechanische Feuerung, desgl. auch der Vorwärmer nicht immer das „Universalheilmittel" darstellen.

Die technisch-wirtschaftliche und möglichst vollkommene Ausnutzung der Kohle in den Feuerungen der Dampfkessel war von jeher eine Aufgabe, an deren Lösung nicht allein der Techniker Interesse hat, sondern auch die große Zahl derer, die in irgend einer Form bei der Erzeugung und Verwendung von Dampf beteiligt sind. Jeder hegt ja die Absicht, bei den Feuerungsanlagen seines Betriebes den Kohlenkonsum soweit wie möglich einzuschränken, aber die Durchführung dieser Absicht scheitert nicht selten an dem Umstande, daß man auf einer falschen Basis vorgeht.

Von besonderer Wichtigkeit ist die Kenntnis der Bedingungen, für die beste Ausnutzung der Brennstoffe, denn in vielen Fällen der Praxis handelt es sich weniger um die Auswahl und Bewertung verschiedener Brennstoffe, als vielmehr darum, mit dem „ortsbilligsten" Brennstoff, die höchste Leistung zu erzielen. Wir müssen also die bei der Verheizung der Brennstoffe entstehenden Verluste möglichst zu vermindern suchen, sei es durch die Einrichtung oder die Art der Bedienung der Feuerung. Selbst bei solchen Feuerungen, die mit niedrigen Abgangstemperaturen arbeiten, wie z. B. die Dampfkesselfeuerungen, trifft der weitaus grösste Verlust auf die mit höherer Temperatur entweichenden Rauchgase. Die Größe dieses Verlustes ist unmittelbar abhängig von dem Kohlensäuregehalt der Rauchgase; er ist um so größer, je weniger Kohlensäure die Rauchgase enthalten, je größer also der Luftüberschuß ist, mit dem die Feuerung betrieben wird; er ist um so kleiner, je mehr Kohlensäure die Rauchgase enthalten, je mehr sich die zur Verbrennung verbrauchte Luftmenge der theoretisch notwendigen nähert. Auf diesen Umstand kann nicht oft genug hingewiesen werden, da seine Bedeutung immer noch unterschätzt wird.

Bis um die Mitte der sechziger Jahre waren Zahlen über die Verbrennungswärme der Steinkohle so gut wie nicht vorhanden. Zwar waren ausgedehnte Untersuchungen über die Verdampfungskraft der Kohle ausgeführt worden, da aber bei Dampfkesseln, wie bei allen Feuerungsanlagen, große und wechselnde Wärmeverluste vorhanden sind, die bei diesen Versuchen nicht ermittelt wurden, so konnten die auf solche Weise gefundenen, sog. praktischen Heizwerte keine allgemeine Bedeutung besitzen und die Verbrennungswärme der Kohlen d. h. die gesamte bei der vollkommenen Verbrennung entwickelte Wärmemenge blieb unbekannt. Erst durch die im Großen ausgeführten Heizversuche der Heizversuchsstation München wurden die Heizwertbestimmungen in richtige Bahnen gelenkt, indem Proben aus allen wichtigen Steinkohlenbecken geprüft und der Heizwert derselben ermittelt wurde. Von diesen Brennstoffproben wurde gleichzeitig aber auch die praktische Leistung unter jeweils besonderen Bedingungen festgestellt und in jedem einzelnen Falle wurde die Nutzleistung und die Verteilung der Verluste nach Art und Größe mit dem besten und schärfsten bekannten Methoden bestimmt. Es muß hervorgehoben werden, daß die aus den Heizversuchen dieser Station gefolgerten Anschauungen jetzt fast allgemein zur Geltung gelangt sind.

Aber schon beim Einkauf der Kohlen wird durch die häufig geringere Güte der als bestimmte Sorte bezogenen Kohle eine höhere Belastung des Kohlenkontos eintreten, die durch den raschen Verbrauch dieser Sorte bedingt ist. Der Gebrauch, Kohlen nach Sorten zu kaufen, bei denen ja erhebliche Heizwertunterschiede nicht auch durch Preiswertunterschiede zum Ausdruck kommen, ist zu verwerfen. Denn kein Kohlenkonsument ist in der Lage, sich zu vergewissern, ob die gekaufte Kohle der gewünschten Güte entspricht oder nicht. Es dürfte daher eine neue Einkaufsmethode empfohlen werden, wie sie in Chicago und mehreren Nachbarstädten eine große Ausdehnung erlangt hat. Hier besorgt eine Gesellschaft für eine große Anzahl von Kunden, unter denen sich Fabriken, öffentliche Institute, Geschäftshäuser befinden, die ständige Überwachung der Brennmaterialienlieferungen. Mindestens einmal wöchentlich läßt sie bei jedem Kunden Proben entnehmen und die Heizwertbestimmungen ausführen. Die Ergebnisse werden den Verbrauchern wie den Lieferanten zugestellt. Auch die Regierung der Vereinigten Staaten hat sich entschlossen, die sämtlichen von ihr benötigten Kohlen nach dem Heizwerte einzukaufen.

Man hat im Dampfkesselbetriebe zweifellos das Bestreben, aus den Brennmaterialien möglichst große Wärmemengen zu entwickeln, was aber nur dann der Fall ist, wenn aller im Brennmaterial enthaltene Kohlenstoff zur vollständigen Verbrennung gelangt. Denn in diesem Falle werden von jedem Kilogramm des Kohlenstoffes 8080 WE erhalten, während die unvollständige Verbrennung nur 2473 WE liefert, und mithin den bedeutenden Verlust von 5607 WE nach sich zieht. Nach den im verflossenen Jahrzehnt vorgenommenen Feststellungen werden in Deutschland allein bei Dampfkesselfeuerungen jährlich ca. 450 Millionen ts Steinkohlen und 15 Millionen ts Braunkohlen verbrannt, entsprechend einem Gesamtwerte von 700 Millionen M. Von letzterem werden wohl 200 Millionen M. infolge unvollkommener Anlagen nutzlos vergeudet und an diesem Verluste und der dadurch bedingten Schädigung des Nationalvermögens sind wohl alle Kesselbesitzer beteiligt. Bei der rapiden Entwicklung der Industrie im letzten Dezennium können diese Zahlen wohl um ein Drittel erhöht werden.

Um eine vollständige Verbrennung zu erreichen, d. h. soll die in dem Brennmaterial schlummernde und bei der Verbrennung zur Entwicklung kommende Wärme in möglichst vollkommener Weise nutzbar gemacht werden, hat der Heizer dafür zu sorgen, daß dem Brennmaterial stets die genügende Luftmenge zuge-

führt wird, damit aller Kohlenstoff vollständig zu Kohlensäure und der Wasserstoff zu Wasserdampf verbrennen kann; indessen darf die Luftzuführung niemals unnötig groß gemacht werden, weil jedes Übermaß von Luft sofort zu Verlusten führt.

In diesem wichtigen Satze liegt nun die ganze Kunst des geschickten und sparsamen Heizens und aus ihm lassen sich auch die Regeln ableiten, die man befolgen muß, wenn man mit einer bestimmten Brennmaterialmenge möglichst viel Wasser in Dampf verwandeln will. Da man aber im Dampfkesselbetriebe es nicht mit der Verbrennung von einfachem Kohlenstoff und Wasserstoff zu tun hat, sondern mit der Verbrennung von Materialien, die in sehr verschiedener Weise aus Kohlenwasserstoff und zahlreichen anderen Elementen zusammengesetzt sind, so ist es notwendig, die Art und Weise zu betrachten, in welcher die Verbrennung dieser zusammengesetzten Körper vor sich geht.

Um das Heizmaterial auf dem Roste zu verbrennen, muß atmosphärische Luft durch die Rostöffnungen zum Brennstoff geleitet werden, dieser wird dann allmählich verzehrt und umgewandelt, indem die brennbaren Bestandteile des Heizmaterials sich mit dem Sauerstoff der Luft zu verschiedenen Gasarten verbinden, die entweichen, während die unverbrennlichen Bestandteile als Asche und Schlacke zurückbleiben. Bei der Beschickung der Feuerung mit frischem Brennmaterial werden an der Oberfläche und im Innern der Brennmaterialschicht neben Kohlenoxydgas eine große Menge von brennbaren Gasen (Kohlenwasserstoffe) gebildet, das Brennmaterial wird aufgelockert, zerkleinert oder porös gemacht und auf diese Weise der Luft das Eindringen in das Brennmaterial zum Zwecke der weiteren Verbrennung erleichtert.

Damit das entstandene Gasgemisch aus Kohlenoxyd und Kohlenwasserstoffen verbrennen kann, muß es mit der Luft versehen und gemischt, außerdem aber auch auf die erforderliche hohe Entzündungstemperatur gebracht werden.

Sind all diese Bedingungen erfüllt worden, so wird eine vollständige Verbrennung des Gasgemisches erzielt und es entsteht dann aus dem Kohlenoxydgas Kohlensäure, während die Kohlenwasserstoffe in ihre Bestandteile, Kohlenstoff und Wasserstoff, zerfallen und zu Kohlensäure und Wasserdampf verbrennen. Wird dagegen das Gemisch von Gas und Luft nicht bis zur Entzündungstemperatur erhitzt, so entweicht es unverbrannt, und eine beträchtliche Wärmemenge gelangt damit zur Entwicklung.

Aber selbst wenn das Gasgemisch doch hoch genug erhitzt wird, um sich entzünden zu können, kann seine Verbrennung eine mangelhafte sein, wenn den Gasen weniger als die zur Verbrennung nötige Luftmenge zugeführt worden ist. Es verbrennt dann zwar ein Teil des Kohlenoxyds und des Kohlenwasserstoffes, ein anderer Teil dieser Gase aber bleibt unverbrannt, oder er verbrennt insofern mangelhaft, als von den Kohlenwasserstoffen nur der leichter verbrennliche Wasserstoff vollständig zur Verbrennung gelangt, während der von diesem Wasserstoff getrennte Kohlenstoff unverbrannt bleibt und als Ruß bzw. Rauchwolke dem Schornstein entquillt. Die Verbrennung des Gasgemisches ist dann eine unvollkommene.

Auch die aus dem frischen Brennmaterial sich entwickelnden Gase müssen stets vollständig und mit mäßigem Luftüberschusse verbrannt werden. Sind aber nun all jene Gase aus dem frisch zugeführten Brennmaterial ausgetrieben, so besteht es in der Hauptsache nur aus Kohlenstoff und den später die Asche oder die Schlacke bildenden Bestandteilen. In der den Rost bedeckenden, jetzt durchweg glühenden Brennmaterialschicht geht die Verbrennung in folgender Weise vor sich: Unmittelbar über dem Roste und in dem unteren Teile der Schicht ist Sauerstoff in großem Überfluß vorhanden und erfolgt daher die Verbrennung des Kohlenstoffes zu Kohlensäure. Dem oberen Teile der Schicht strömt also ein Gemisch von Kohlensäure und Luft zu, welch letztere aber jetzt sauerstoffwärmer und stickstoffreicher ist wie die natürliche Luft. Es findet nun zwar in dem oberen Teile der Schicht, da immer noch sehr viel Sauerstoff vorhanden ist, einerseits eine weitere Verbrennung des Kohlenstoffes zu Kohlensäure statt, andererseits tritt sie aber auch bei der Berührung zwischen Kohlenstoff und Kohlensäure durch Aufnahme von Kohlenstoff Kohlenoxydgas, das sich von neuem mit der Luft mischt und mit dem Sauerstoff derselben innerhalb oder außerhalb der Brennmaterialschicht wieder zu Kohlensäure verbrennt. Nun soll stets die Verbrennung des Kohlenwasserstoffes eine vollständige mit mäßigem Überschusse sein; dann muß aber die Verbrennung in der glühenden Brennmaterialschicht so erfolgen, daß aller Kohlenstoff und auch alles entstandene Kohlenoxyd zu Kohlensäure verbrannt wird, und daß schließlich nur wenig freier Sauerstoff zurückbleibt. Hierzu ist die Zuführung einer richtig bemessenen Menge Luft die Grundbedingung. Ist dagegen die Luftzuführung eine zu geringe, so wird das entgaste Brennmaterial nur teilweise zu Kohlensäure verbrannt; ein Teil desselben aber verbrennt unvollständig, d. h. zu Kohlenoxyd, das nicht weiter zu Kohlensäure verbrennen kann, weil es an Sauerstoff fehlt. Dann wird naturgemäß weniger Wärme entwickelt, als bei vollständiger Verbrennung erhalten werden könnte. Ist endlich die Luftzuführung eine zu reichliche, so ist zwar die Verbrennung und Wärmeentwicklung eine vollständige, aber die Ausnutzung der Wärme wird eine weniger gute.

Aus allem geht hervor, daß eine gute Ausnutzung des Brennmaterials in den Dampfkesselfeuerungen von der Wartung des Heizerpersonals abhängig ist. Der Heizer hat nicht nur die Aufgabe, den Dampfdruck und Wasserstand im Kessel auf einer bestimmten Höhe zu erhalten, er soll nicht allein maschinenmäßig die Kohlen auf den Rost schaufeln, um nur das Fortbrennen zu unterhalten, er soll auch einen sparsamen Betrieb aufrecht erhalten. Den Dampfkesselwärtern ist ein großes Anlagekapital und eine sich täglich erneuernde Betriebsausgabe anvertraut, so daß ein sparsamer Betrieb für manchen Fabrikanten zur Lebensfrage wird.

Gelegentlich der Besprechung der Magdeburger Wettheizversuche, bei denen der beste Heizer mit 1 kg Steinkohle 6,89 kg Wasser und der schlechteste nur 4 kg Wasser verdampfte, sagte der verstorbene Direktor Weinlig:

„Wenn solche ungeheure Unterschiede schon bei Wettheizversuchen entstehen, bei denen das Streben der Heizer, der erste zu sein, um den Preis zu verdienen, aufs höchste angeregt ist, was mag dann in der großen Praxis vorkommen, wo Trägheit die Bewartung leiten und weder Besitzer noch Heizer wissen, was die Kesselanlage leisten könnte? Was hilft dem Ingenieur des Konstruieren und Erfinden guter Feuerungsanlagen, was hilft es ihm, wenn er die Fehler einer Anlage findet und die großen Mängel der Bewartung aufdeckt? Ohne Heizer, welche seine Absichten verstehen und befolgen können, bleibt eben alles nur ein guter Rat.“*)

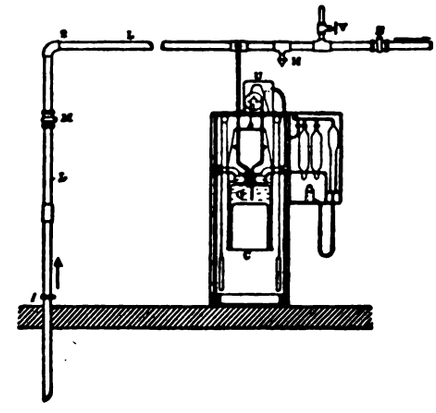


Fig. 67. Z. A.: Ein Beitrag zur Wärmeausnutzung und Kohlenersparnis von industriellen Feuerungsanlagen.

So gipfelt die ganze Sache in dem einen Hauptpunkte, daß die ordentliche Ausbildung von Dampfkesselheizern mit allen Mitteln erstrebt werden muß, wenn man die günstigste Ausnutzung der Kohle erzielen will.

Was speziell die Ausbildung von Heizern betrifft, so wird sie in einzelnen Städten (z. B. Leipzig) und Industriestaaten durch Heizerschulen vermittelt. Es ist zweifellos, daß bei vorhandener Intelligenz und nötigem Fleiß und Eifer in der Zeit von 4 bis 8 Wochen bis zu ½ Jahr — Leipzig — viel gelernt und eine gute Vorbildung erzielt werden kann. Bei der Kesselwartung spielen jedoch eine außerordentlich große Rolle die Charaktereigenschaften des Heizers, die Gewissenhaftigkeit und Pflichttreue, Nüchternheit, klare Urteilskraft in kritischen Lagen usw., die sich in einer Schule allerdings nicht erwerben lassen.

Es fragt sich nun, welche Mittel und Wege sind dem Betriebsleiter gegeben, um den Nutzeffekt der ihm anvertrauten Feuerungsanlage auf das höchste erreichbare Ziel zu bringen?

---

*) Vgl. hierzu auch: F. Wilcke, „Der praktische Heizer“, III. Aufl., Abschnitt: Behandlung der Feuerung.

Unter Aufwand von wenig Mühe und Kosten lassen sich die Verbrennungsverhältnisse einer Feuerungsanlage bzw. die Feuerführung der Heizer mittels eines geeigneten Aspirators, wie solcher vom Verein für Feuerungsbetrieb und Rauchbekämpfung für seine Mitglieder konstruiert und in nachstehender Abbildung dargestellt ist, in zuverlässiger Weise überwachen. Dieser Aspirator Fig. 67 saugt aus der vom Kessel zum Schornstein gelegten Leitung L während einer gewissen Betriebsdauer, z. B. während einer Arbeitsschicht, eine genaue Durchschnittsprobe der abziehenden Verbrennungsgase an. Die Untersuchung dieser Probe auf Kohlensäure- und Sauerstoffgehalt mittels des beigegebenen Orsat-Apparates gibt die Möglichkeit, bei schlechter Ausnutzung der Kohle, sei diese eine Folge von hohem Luftüberschuß oder von unvollkommener Verbrennung, entsprechend einzugreifen.

Die Aufstellung und Einschaltung des Apparates in die Leitung der abgesaugten Verbrennungsgase geht aus Fig. 67 hervor.

Der Apparat besteht aus der Glocke G, welche feststeht und an die Leitung L angeschlossen ist, die von der Gasabsaugestelle nach dem Schornstein führt. Ein mit Öl gefüllter Doppelzylinder C hängt an einem Uhrwerk U und füllt in der höchsten Stellung die Glocke G ebenfalls mit Öl an, so daß alle Gase aus G verdrängt werden.

(Fortsetzung folgt.)

Der biegsame Metallschlauch.

Mit Abbildung, Fig. 68.

Zusammenfassung. Die Abhandlung enthält Angaben über die allgemeine Ausführung von biegsamen Metallschläuchen, über die Zwecke, zu denen man die Schläuche verwenden kann, und über die Form der zugehörigen Verbindungsstücke.

Der biegsame Metallschlauch erschließt sich dank seiner technischen Durchbildung seiner Widerstandsfähigkeit und Lebensdauer von Tag zu Tag neue Verwendungsgebiete. Es dürfte demnach allgemein interessieren, wenigstens das wichtigste über Zweck und Arten solcher Schläuche zu erfahren.

Der Metallschlauch an sich wird durch ein spiralförmig aufgerolltes Metallband gebildet, dessen eigenartig profilierte Ränder dicht, aber beweglich in- und übereinandergreifen. Um eine zuverlässige Abdichtung zu erzielen, wird zwischen diese profilierten Ränder ein Gummi- oder Asbestfaden eingelegt. Auf diese Weise entsteht ein Schlauch, dessen einzelne Glieder sich ineinander verschieben lassen, ohne daß dabei das Material auf Elastizität und Bruchfestigkeit besonders stark in Anspruch genommen würde. Auch der zur Abdichtung verwendete Gummi- oder Asbestfaden ist durch die Art der Einbettung vor dem Verderben geschützt.

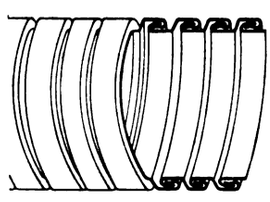


Fig. 68. Z. A.: Der biegsame Metallschlauch.

Man teilt die Metallschläuche in zwei Klassen ein; der Klasse I gehören die Schläuche mit Gummidichtung und der Klasse II die mit Asbestdichtung an.

Die mit Gummi abgedichteten Metallschläuche können überall da benutzt werden, wo der Gummifaden von der durchzuleitenden Substanz, z. B. kaltem Wasser usw., nicht angegriffen und so zerstört wird. Der mit Gummi abgedichtete Metallschlauch ist naturgemäß auch leichter beweglich, als der mit Asbest abgedichtete, weil der Gummifaden, der allerdings in die Windungen des Schlauches eingepreßt wird, erheblich elastischer ist als Asbest, woraus sich nun auch die etwas größere Beweglichkeit der mit Gummi abgedichteten Metallschläuche gegenüber denen mit Asbestdichtung ergibt.

Mit Asbest abgedichtete Schläuche sind überall da anzuwenden, wo der Gummi durch äußere oder innere Einflüsse zerstört werden würde. Der Asbestschlauch ist etwas weniger beweglich als der Gummigedichtete, ist dafür aber auch wesentlich widerstandsfähiger; man wird ihn also mit Vorteil in nahezu allen Fällen der Praxis in Anwendung bringen können.

Die Metallschläuche werden in den Ausführungen „Stahl verzinkt" und „Kupferbronze" geliefert, je nachdem das der Gebrauchszweck verlangt.

Ausschlaggebend für die Wahl des Materials ist besonders die Frage, liegt eine Rostgefahr vor, oder welcher Art ist die durch den Schlauch zu leitende Säure oder Flüssigkeit. Bei Dampfschläuchen beisp. wird man Kupferbronze anwenden, wenn es sich um gesättigten Dampf handelt, d. h. Rostgefahr besteht. Bei überhitztem Dampf hingegen sind nur in Stahl verzinkte Schläuche brauchbar. Für Wasserförderungszwecke hingegen wird man nur Schläuche aus Kupferbronze benutzen, da der Schlauch in „Stahl verzinkter" Ausführung schon innerhalb sehr kurzer Zeit verrosten würde, vorausgesetzt allerdings, daß er nur zeitweise benutzt wird.

Bisher wurde der biegsame Metallschlauch mit Vorteil in folgenden Fällen angewendet:

1. Für Dampf: zu beweglichen Dampfleitungen für jede praktisch mögliche Temperatur und Spannung; zum Ausblasen des Rußes aus Dampfkesseln und Überhitzern; als Tassenheizschlauch für Teleskopbehälter (Gasanstalten); zum Vorheizen der Eisenbahnwagen, zur Überleitung des Betriebsdampfes nach feuerlosen Lokomotiven; für Pulsometer; an Dampfpressen; für Dampfpumpen zum Schachtabteufen; für Dampframmen; zum Anwärmen von Teeröl und sonstigen Flüssigkeiten mittels Dampf usw.

2. Für Wasser: zu Besprengungs- und zu Feuerlöschzwecken; zu Wandschlauchrollen in Gebäuden, ebenso zu Saug- und Druckzwecken; für hydraulischen Hochdruck; zum Abpressen von Gußstücken mittels hydraulischen Druckes; zum Auswaschen von Schiffskesseln, Lokomotiven und Eisenbahn-Viehwagen sowie Wagen anderer Art, ferner Fässern in Brauereien usw. und endlich zum Übernehmen von Speisewasser auf Schiffe.

3. Für Luft: für bewegliche Luftleitungen, u. a. auch Sprachrohrschläuche, Hupenschläuche; ferner zur Leitung von heißer Luft zu Haartrockenapparaten und Gußstücken*), zur Leitung von Sauerstoff, Azetylen und Kohlensäure in die Preßluftwerkzeuge, endlich zu pneumatischen Nietanlagen; auch als Torpedofüllschlauch, Rammschlauch für mit Luft betriebene Kesseleinrichtungsapparate, Vakuumreiniger, Bremsschläuche bei Eisenbahnwagen, Exhaustorleitungen jeder Art; als Kompressorschläuche für Bergwerksmaschinen usw.

4. Für Öl und Laugen: zur Leitung von Maschinen- und Mineralöl, Spiritus, Teer usw.; zu Kühlzwecken, bei Werkzeugmaschinen für Soda- und sonstige Laugen, soweit sie Stahl oder Bronze nicht zerstören.

Ferner können die Metallschläuche angewendet werden: zum Absaugen von Staub, Gasen und Spänen (bei Holzbearbeitungsmaschinen usw.) usw., als Saatleiter bei Sähmaschinen; zum Absaugen bzw. Fortleiten von Körnerfrüchten wie Getreide, Malz, Schlempe usw.; als Schläuche zur Leitung von Kohlensäure in die Laderäume der Schiffe zur Vertilgung von Ratten und schließlich auch als Schutz für elektrische Leitungen.

Für fast alle vorerwähnten Verwendungszwecke eignet sich dann wieder im speziellen die in Fig. 68 dargestellte Schlauchausführung „Agraff-Ideal". Diese wird durch ein spiralförmig aufgerolltes Band gebildet, dessen eigenartig profilierte Ränder dicht, aber beweglich in- und übereinandergreifen. Der so entstandene Schlauch kann daher weder aufgedreht noch auseinandergezogen werden, selbst wenn er abgebrochen werden sollte. Auch gegen äußere Beschädigung ist er unempfindlich. Man braucht deshalb auch keine Eisendrahtumflechtung, die bei den älteren Schlauchsystemen den Schlauch vor dem Aufdrehen sichern sollte. —.

Die Art und Weise der Anwendung der zum Metallschlauch gehörigen Verbindungsstücke richtet sich, wie man sich leicht denken kann, ebenfalls nach dem Verwendungszweck. Man unterscheidet zwischen aufgelöteten Anschlußmuffen, Stopfbüchsenkupplungen und Flanschverbindungen. Erwähnt sei nur kurz, daß für gesättigten Dampf und bis zu einer Dampftemperatur von 180° C ohne Bedenken Lötkupplungen angewendet werden können, während für höhere Drücke und Hitzegrade nur Stopfbüchsenkupplungen in Frage kommen. Für alle sonstigen untergeordneten Verwendungszwecke genügt die Benutzung von aufgelöteten Verbindungsstücken.**)

W.

*) Im letzten Falle will man durch Zuführung von heißer Luft deren rasches Erkalten verhindern.

**) Für Interessenten finden sich Tabellen solcher Metallschläuche im „Deutschen Ingenieur-Kalender", 1913 u. 1914. Lieferanten derartiger Metallschläuche sind Gebrüder Jacob in Zwickau (S.).

D. Red.

Moderne Dampferzeuger und Armaturen

Branchen-Ausgabe I des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur".

Schriftleitung: Ingenieur **F. Wilcke**, Leipzig.

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Die selbsttätigen Rostbeschicker Bauart Thost.

Mit Zeichnungen auf Tafel 36 und Abb., Fig. 69 u. 70.

Zusammenfassung. Beschrieben sind zwei zur Gruppe der Wurfapparate gehörige selbsttätige Rostbeschicker, von denen hauptsächlich der zweite aus dem Grunde interessant ist, weil er das Brennmaterial nicht nur auf den Rost aufgibt, sondern auch noch, naturgemäß vorher, selbsttätig mit Hilfe einer Brechwalze zerkleinert. Beide Apparate werfen die Kohle über die ganze Länge des Rostes. In der Feuerbrücke ist eine Einrichtung zur Zuführung von Verbrennungsluft vorgesehen.

Mit der Einführung der selbsttätigen Rostbeschicker begann seinerzeit eine vollständige Umwälzung im Feuerungsbau. War bisher das Bestreben maßgebend gewesen, die Ausbildung des Heizers so zu fördern,*) daß dieser imstande war, von Hand rauchfrei zu feuern, so kam man mit Erscheinen des ersten „Automaten" zurück auf das früher übliche Verfahren, daß man irgendeinen Arbeiter hernahm und an die Feuerung stellte. Man glaubte eben, daß mit Einführung des Automaten auch das Problem der Bedienung der Feuerung gelöst sei. Und doch ist dem nicht so. Selbst der beste Automat wird nur dann seinen Zweck erfüllen, wenn er sachgemäß bedient wird. Das Kunststück bei der Konstruktion derartiger Automaten liegt also weniger darin, einen Apparat zu schaffen, der ohne Mitwirkung des Heizers seine Tätigkeit verrichtet, als darin diesen Apparat so auszugestalten, daß er, selbst wenn er einmal nicht einwandfrei bedient wird, seinen Zweck doch erfüllt.

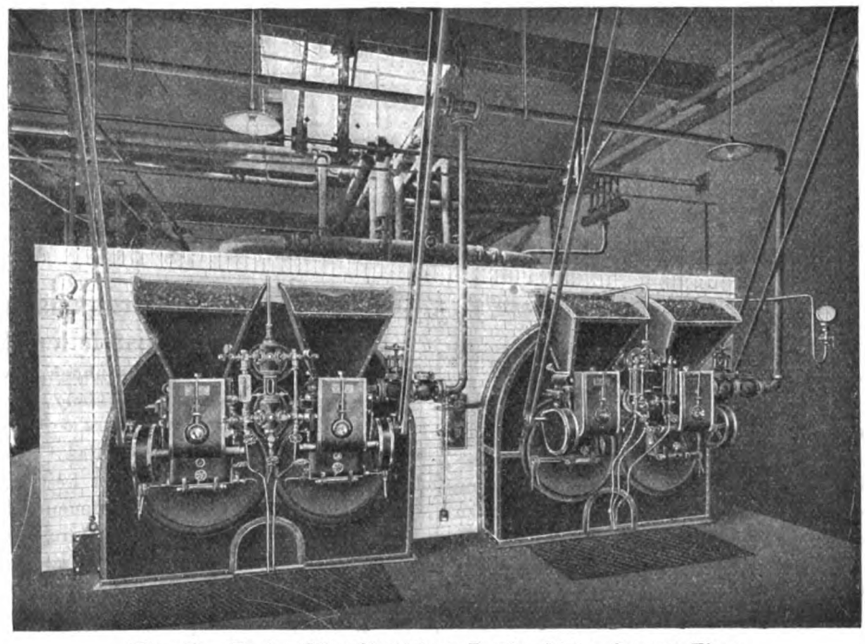


Fig. 69. Z. A.: Die selbsttätigen Rostbeschicker Bauart Thost.

Selbstverständlich ist dieses Problem leichter aufgestellt, als gelöst. Beweis dafür ist der Entwicklungsgang, den der Feuerungsautomat durchmachen mußte, ehe man auf eine wirklich brauchbare Konstruktion kam.

Es ist hier nicht der Ort, um diesen Entwicklungsweg zu verfolgen, es sei nur an einem Beispiel gezeigt, bis zu welcher Vollendung man heute im Bau solcher Automaten vorgeschritten ist.

Zur Orientierung sei vorausgeschickt, daß man zurzeit drei Arten solcher Automaten kennt: Wurfapparate, Wanderroste und Unterschubautomaten. Von diesen interessiert uns heute der Wurfapparat.

Die Zeichnungen auf Tafel 36 und die Abbildung Fig. 70 geben die Gesamteinrichtung und einige Einzelheiten des von der Firma Spezialwerk Thost G. m. b. H. in Zwickau i. Sa. konstruierten Wurfapparates. Dieser wird, wie die Fig. 1 und 2 sowie 17 und 18 der Tafel erkennen lassen, in zwei Hauptformen zur Ausführung gebracht.

Bei der Form Fig. 1 und 2 sitzt (vgl. Fig. 14), vorn im Feuergeschränk statt der Feuertür ein Wurfflügel, der durch ein Getriebe zeitweise in Bewegung gesetzt wird. Diesem Wurfflügel fällt das Material aus einem Trichter a zu, und wird von ihm über den ganzen Rost ausgestreut. Dabei lagern sich die leichteren Stücke vor der Feuerbrücke, die schwersten unmittelbar hinter der Feuerplatte m.

Da mit einer derartigen Beschickung, wo die Kohle über den ganzen Rost geworfen wird, immer der Nachteil verbunden ist, daß die Feuerung raucht, so wird hier dem abziehenden Gemenge aus Schwelgasen und Flammen unmittelbar durch die Feuerbrücke hochangewärmte Luft zugeführt. Zu dem Zweck ist die Feuerbrücke entsprechend ausgebildet; sie enthält eine Anzahl düsenartiger Öffnungen, durch die Luft an das Gemenge herantreten kann. Die Luft muß, ehe sie in die Düsen gelangt, den Aschenfall in seiner vollen Länge durchstreichen wobei sie sich erwärmt.

Die zweite Form des Thostschen Automaten Fig. 12, 13 u. 17 bis 19, Taf. 36, unterscheidet sich von der ersten im Prinzip dadurch, daß sie den ihr aufgegebenen Brennstoff, bevor er zur Schleuderwalze gelangt, zerkleinert. Im übrigen sind die Schaufelflügel an der Welle drehbar angeordnet.

Unter dem Einfluß des Gewichtes der Verteilungsknaggen b werden die Flügel stets radial zur Welle gehalten; sie bewegen sich nur aus dieser Stellung, falls sich unter dem Brennstoff Fremdkörper befinden, zu deren Beseitigung dann der bei der weiteren Umdrehung folgende Flügel berufen ist.

Der nunmehr vorwärts geschleuderte Brennstoff findet auf seinem Wege die Abwurfplatte k. Außer der Verteilung wirkt diese Vorrichtung darauf hin, daß Kohlenteilchen nicht über die Feuerbrücke geschleudert werden können (ein Übelstand, der fast bei allen derartigen Beschickungsapparaten besteht).

Dieses fortwährend gleichmäßige Beschicken bedeutet einen Hauptvorteil gegenüber der Handbeschickung, die einen stetigen Wechsel von Luftmangel und Luftüberschuß und somit enormen Wärmeverlust herbeiführt.

Auf der Welle g sitzt das Rohhautrad g_1, dieses überträgt seine Bewegung auf die Schneckenwelle e mit Schnecke, und letztere wiederum treibt durch die Räder c_1 und b_1 oder durch eine später näher beschriebene Schaltvorrichtung das Brechwerk b an. Die Brechzähne der Walze b bewegen sich nach dem um einen Bolzen beweglichen Gegenbrecher zu und erfassen dort den Brennstoff, um ihn auf die gewünschte Größe zu zerkleinern. Durch Stellschrauben h_2 auszubalanzierende Federn h_1 passen sich nach Wahl härterem oder weicherem Brennstoff an und bewirken gleichzeitig,

*) Vgl. Wilcke, Der praktische Heizer, III. Aufl. Abschn. Behandlung der Feuerungen.

daß Fremdkörper, ohne den Apparat zum Stillstand zu bringen, ausgeworfen werden.

Die Fülltrichter a sind so geformt, daß die Kohle leicht nachfallen und bei Verwendung von Briketts eine Brücke sich nicht bilden kann. Ebenso ist hier das Abfallen der Kohle vor die Wurfschaufel, durch welchen Umstand bei anderen Apparaten Haufen vor der Schürplatte gebildet werden, durch Einschalten eines Ablenkbleches (vgl. Fig. 12) vermieden.

Um die Kohlenzufuhr gänzlich aufzuheben, braucht man nur den Ausrücker oder den Schaltmechanismus in Bewegung zu setzen. Soll die Kohlenzufuhr beschränkt oder vergrößert werden und liegen die Betriebsschwankungen in großen Zwischenräumen, so wechselt man das Räderpaar b_1 c_1 aus, was während des Betriebes geschehen kann.

Treten hingegen große Verschiedenheiten in der Beanspruchung des Kessels innerhalb kürzerer Zeiträume ein, so wird die Brechwalze durch ein Sperrad angetrieben. Das letztere ist so konstruiert, daß die Brechwalze einesteils eine dauernd fortschreitende Bewegung erhält, andernteils aber auch in beliebig langen Zwischenräumen nur um je einen Zahn fortbewegt wird. Auf diese Weise kann, ohne daß am Apparat selbst Teile ausgewechselt werden müßten, durch zwei Hebel die Kohlenzufuhr von der kleinsten auf die größte Menge geregelt werden.

Die Regulierung der Geschwindigkeit des Apparates wird durch Veränderung der Riemengeschwindigkeit auf den Stufenscheiben g_2 bewirkt, und endlich erzielt man die gewünschte Korngröße des Brennstoffs durch Verstellen der Stellschrauben h_2. Die Zugänglichkeit des Innern vom Apparat ist ebenfalls auf einfache Weise gesichert. Man braucht nur zwei Schrauben zu lösen und den Verschlußdeckel des Kastens um einen Zapfen nach unten zu klappen.

Die Feuertür i, durch welche das Anfeuern und Abschlacken erfolgt, schwingt nach unten um einen Drehzapfen. Das leichtere Schließen wird durch eine am Zapfen angebrachte Spiralfeder erzielt. Der Verschlußdeckel des Aschenfalles kann für jede Luftmenge sicher eingestellt und schließlich hermetisch abgeschlossen werden. Die Schmierung der arbeitenden Teile des Apparates ist überall leicht zugänglich und in reichlichem Maße vorgesehen. Schnecke und Schneckenrad laufen in einer Ölkammer und übertragen das Öl auf Wechselräder. Die Schaltvorrichtung erhält ihre besondere Schmierung. Rohhautgetriebe dürfen nicht geschmiert werden, weshalb an dieser Stelle eine Ölvorrichtung fortfällt. Alle bewegenden Teile sind zum Schutze gegen Kohlenstaub und zur Verhütung einer Verletzung des bedienenden Personals eingekapselt.

Die Leistungsfähigkeit des Apparates bewegt sich, wie uns das genannte Werk mitteilt, in den Grenzen von 50 bis 150 kg Kohlenzufuhr pro qm Rostfläche und Stunde, woraus sich die dementsprechende Dampfproduktion leicht ergibt.

Man kann den Thostschen Apparat unter allen Verhältnissen, als Vor-, Unter- oder Innenfeuerung für Ein-, Zwei- und Dreiflammrohrkessel anwenden. Es sollte aber ebensogut, wie dies die vorstehende Fig. 70 ja auch erkennen läßt, unter den neuen Steilrohr- sowie Wasserrohrkesseln anwendbar sein.

Das Antriebsvorgelege, welches in der Minute 115 Umdrehungen machen muß, ist aus der Abbildung Fig. 69 ersichtlich; es kann durch eine Transmission, elektrisch oder durch eine kleine Dampfmaschine betrieben werden.*)

Faßt man zum Schluß die Vorteile des selbsttätigen Beschikkungsapparates mit Brechwalze, Bauart Thost, nochmals kurz zusammen, so erkennt man, daß der Thostsche Apparat die Kohlen in stets wechselnden Wurfweiten gleichmäßig und sicher über den ganzen Rost verteilt, keine Brennstoffteilchen über die Feuerbrücke wirft, dauernd mit gleichmäßiger, primärer Luftzuführung arbeitet, wodurch Wärmeverluste nach dieser Richtung hin und Rauchbildung vermieden werden; infolgedessen bleibt auch der Kohlensäuregehalt der Rauchgase ein gleichmäßig hoher. Der Automat gestattet weiter ein bequemes Verändern der Geschwindigkeit, der Brennstoffmenge und der Brennstoffkorngröße während des Betriebes bei wechselnder Dampfentnahme, ist in seinen inneren Teilen leicht zugänglich, wirft Fremdkörper aus, ohne daß er beschädigt oder zum Stillstand gebracht wird, gestattet die Verwendung von Kohlengries ebenso gut wie die von faustgroßen Stücken, weil die Brechvorrichtung mit dem Apparat ein Ganzes bildet und die Brechwalze bei Verwendung von kleinen Kohlen als Transportwalze wirkt. Endlich verarbeitet der Rostbeschicker Würfel-Briketts ohne nennenswerte Staubbildung, und ohne daß sich eine Brikettbrücke bildet und wirft den Brennstoff hinter das Wurfrad, wodurch die Bildung von Haufen auf der Schürplatte vermieden wird.

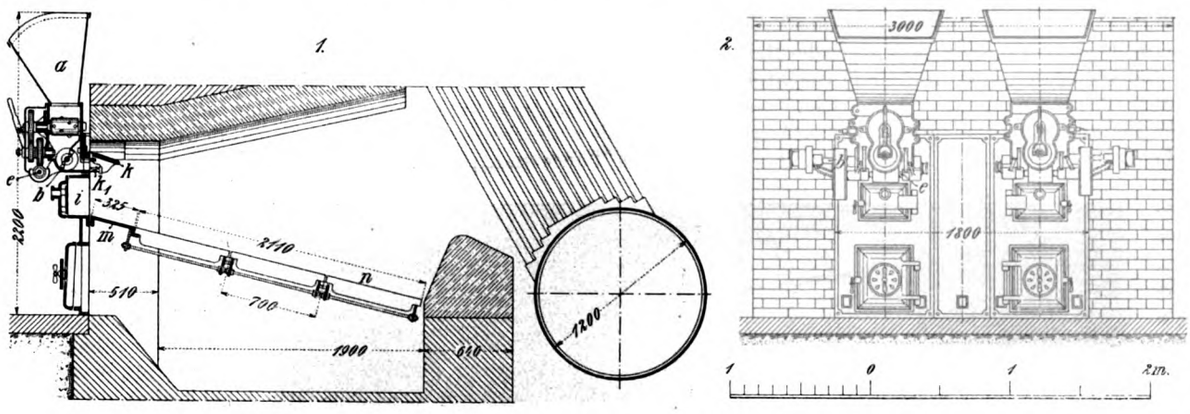


Fig. 70. Z. A.: Die selbsttätigen Rostbeschicker Bauart Thost.

Ein Beitrag zur Wärmeausnutzung und Kohlenersparnis von industriellen Feuerungsanlagen.

Von **Franz Eisenbach**, Zivilingenieur.

Mit Abbildung, Fig. 71.

(Fortsetzung aus Heft 16.)

In dem Maße, in welchem das Uhrwerk den Doppelzylinder C niedersinken läßt, tritt aus der Leitung L Probegas in die Glasglocke ein, so daß bei abgelaufenem Uhrwerk die Glasglocke mit Probegas gefüllt ist, das seine Durchschnittszusammensetzung aus der betreffenden Zeitperiode, z. B. einer Arbeitsschicht, bildet. Diese Probe wird durch den Orsat-Apparat in bekannter Weise untersucht. Die Rohrleitung L ist wöchentlich ein bis zweimal vom Ventil V aus nach beiden Richtungen durch jeweiliges Öffnen und Schliessen der Hähne M und N mit Preßluft oder Dampf durchzublasen, um Rußablagerungen zu entfernen. Um Verstopfungen zu vermeiden, hat es sich als zweckmäßig erwiesen, für den ersten Teil der Leitung, zwischen 1 und 5, Bleirohr zu verwenden.

Es wird noch erwünscht sein, sich über den augenblicklichen Zustand der Feuerung zu unterrichten. Zu diesem Zwecke ist neben der Abzweigung nach dem Aspirator in der Hauptabsaugleitung L noch ein zweiter Anschluß in Form eines Schlauchhahnes H angebracht. Durch direkte Schlauchverbindung dieser Meßstelle mit dem Orsat-Apparat können jederzeit Einzelproben entnommen werden, die ein zutreffendes Urteil über den Gang der Verbrennung zulassen und an deren Hand man sich überzeugen kann, ob der Aspirator in Ordnung ist. Außerdem können zur Prüfung der Hauptabsaugleitung L noch Vergleichsanalysen an der Absaugstelle im Kessel und am Schlauchhahn H gemacht werden.

*) Die Abbildung Fig. 69 zeigt automatische Feuerungsanlagen Bauart Thost vor zwei Kesseln der Firma Vortisch & Co. in Hausen-Raitbach in Baden.

Nachstehendes Beispiel einer Lohntabelle gibt Aufschluß über die Abhängigkeit des Brennstoffverbrauchs von der Zusammensetzung des Abgase. Je höher der Kohlensäuregehalt, desto kleiner ist der Verlust an Abwärme nach dem Schornstein und desto besser die Ausnutzung der Kohle, vorausgesetzt, daß die Verbrennung vollkommen ist. Unbeschadet der mit dem Steigen des Kohlensäuregehaltes eintretenden Brennstoffersparnis ergibt sich mit der Abnahme des Wertes für Kohlensäure plus Sauerstoff wieder ein Kohlenmehrverbrauch. Der Gehalt an Kohlensäure plus Sauerstoff bei vollkommener Verbrennung bestimmt sich durch die chemische Zusammensetzung der Kohle und durch den Kohlensäuregehalt in den Abgasen und läßt sich genau angeben. Bleibt die mit dem Orsat-Apparat ermittelte Zahl hinter dem angegebenen Wert zurück, so kann aus dem Unterschied auf den Verlust bei unvollkommener Verbrennung geschlossen werden.

Datum	Zeit	Schicht	Heizer	Kessel Nr.	Durchschnittl. Kohlensäuregehalt	Durchschnittl. Gehalt an Kohlensäure und Sauerstoff
22. V. 07	$6^1/_2$ morg. bis $5^1/_2$ nachm.	Tag	Müller	I u. II	10,3%	19,0%
22. bis 23. V. 07	6 nachm. bis $6^1/_2$ morg.	Nacht	Lange	II	10,0 „	19,1 „

Lohntabelle für den Heizer nach den Ergebnissen des Aspirators.
Beispiel.

Durchschnittl. Kohlensäuregehalt der Abgase	Minderverbrauch an Brennstoffen	Gewinn	Lohnzuschlag 5% des Gewinnes	Durchschnittl. Kohlensäuregehalt der Abgase	Minderverbrauch an Brennstoffen	Gewinn	Lohnzuschlag 5% des Gewinnes
%	kg	M.	M.	%	kg	M.	M.
8,0	—	—	—	10,5	780	12,50	0,62
8,5	200	3,20	0.16	11,0	890	14,25	0,71
9,0	400	6,40	0,32	11,5	975	15,60	0,78
9,5	535	8,55	0,42	12,0	1060	16,90	0,85
10,0	670	10,70	0,54	13,0	1210	19,30	0,96

Nach dem Gehalt der Abgase an Kohlensäure plus Sauerstoff bezw. nach der ungefähren Größe der Verluste bei unvollkommener Verbrennung.

Durchschnittlicher Gehalt an Kohlensäure plus Sauerstoff	Brennstoff Mehrverbrauch	Verlust	Lohnabzug 2,5% des Verlustes
%	kg	M.	M.
19,2	—	—	—
18,9	250	4,00	0,10
18,6	315	5,10	0,20
18,3	475	7,60	0,35
18,0	630	10,00	0,50
17,7	910	14,50	0,60

Von wesentlicher Bedeutung für die Ausnutzung der Kohle unter einem Kessel ist die Handhabung und Einstellung des Rauchschiebers. Durch ihn beseitigt man den nach jedesmaligem Aufwerfen von Kohle langsam größer werdenden Luftüberschuß. Der Schieber steht beim Aufwerfen von Kohle, also beim Öffnen der Feuertür, am niedrigsten und wird, beim Schließen auf seinen höchsten Stand gezogen. Mit dem Durchbrennen der Kohle senkt er sich langsam selbsttätig und führt dadurch, entsprechend dem durch das Abbrennen immer geringer werdenden Vorrat von Kohlenstoff auf dem Rost auch immer weniger Sauerstoff zu. Einigermaßen vermeidet man schon den Luftüberschuß bei dem Öffnen der Feuertür, wenn man das Gegengewicht des Schiebers so anordnet, daß der Heizer die Tür nur dann öffnen kann, wenn er den Schieber vorher geschlossen hat. Jede Kohlensorte bedingt zu ihrer vollständigen Verbrennung eine ihrer Zusammensetzung und Beschaffenheit entsprechende Zugstärke. Wird letztere klein, so brennt die Kohle nicht mehr durch, es entsteht mehr Schlacke als die Kohle wirklich enthält, die Anstrengung des Rostes nimmt ab, die Kesselleistung geht zurück. Wird der Zug verstärkt, dann wird unter sonst gleichen Verhältnissen mehr überschüssige Luft den Feuergasen beigemischt, die Verbrennung geht rascher vor sich, die gesamte pro Sekunde erzeugte Wärmemenge steigt, Brennmaterial- und Aschenteile werden in die Kesselzüge gebracht; die Folge ist, daß die Kesselwände nicht mehr im Stande sind, die Wärme in dem Maße wie bei geringer Zugstärke aufzunehmen, die Abgangstemperatur wird daher größer und damit die Wärmeausnutzung schlechter. Das beste Mittel der Kohlenersparnis ist daher immer eine möglichst große Heizfläche im Verhältnis zur Rostfläche und eine dem Brennmaterial angepaßte Zugstärke.

Die richtige Zuggeschwindigkeit einzuhalten, ist die schwierigste Aufgabe des Heizers. Die Abhängigkeit der Zugregulierung von letzterem hat schon seit Jahren zur Konstruktion von Vorrichtungen geführt, die unabhängig vom Heizer die zur Verbrennung nötige Luft den Kesselfeuerungen zuführen, ohne zu großen Luftüberschuß zuzulassen. Bei Feuerungen mit periodischer Beschickung ändert sich der Luftbedarf von einer Beschickung zur anderen. Die Schwierigkeit, die Luftzufuhr jeweilig dem Bedarfe anzupassen, d. h. während der Beschickung, in der Zwischenzeit beim Schüren und Abschlacken Luftmangel sowohl als Luftüberschuß zu vermeiden, hat Veranlassung gegeben, den Rauchschieber in Verbindung mit sog. selbsttätigen Zugreglern anzuordnen. Zahlreiche derartige Apparate sind in den letzten Jahren aufgetaucht, aber keine der bis jetzt bekannt gewordenen Einrichtungen hat befriedigen können.

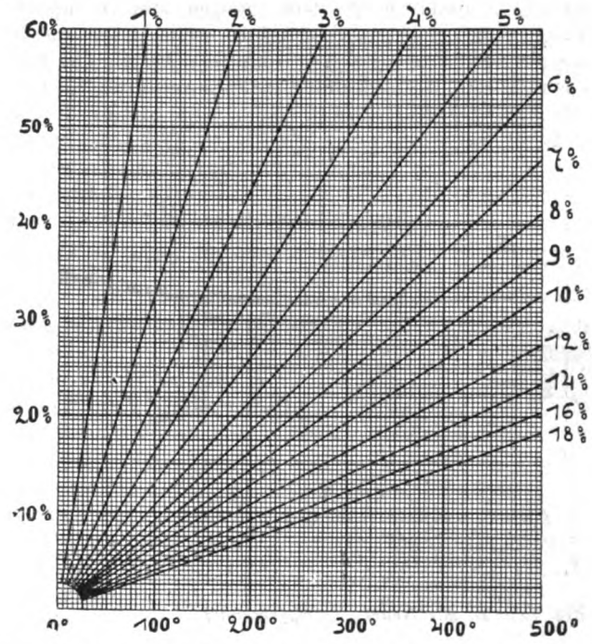


Fig. 71. Z. A.: Ein Beitrag zur Wärmeausnutzung und Kohlenersparnis von industriellen Feuerungsanlagen.

Es gibt Konstruktionen, die im wesentlichen nur den Zweck haben, beim Öffnen der Feuertür den Zugschieber zu schließen, während andere die Zuführung der Luft während des ganzen Verbrennungsvorganges automatisch regeln sollen. Es wird nach vollendeter Beschickung der Zugschieber hochgezogen und beginnt nun seinen durch ein Uhrwerk oder kataraktartige Einrichtungen geregelten Abwärtsgang oder es sind Vorrichtungen, die so mit der Feuertür in Verbindung stehen, daß sich diese mitbewegen müssen und allmählich den Zugschieber schließen.

Bedenkt man, daß jeder Brennstoff eine seiner Zusammensetzung und Stückgröße entsprechende Zugstärke braucht, daß die Rostbeanspruchung und die Schütthöhe die Zugstärke beeinflussen, so ist es sehr fraglich, ob überhaupt die richtige Regelung der Verbrennungsluft durch selbsttätige Mittel zu erreichen ist. Solange die automatischen Zugregler nicht eine Wechselwirkung zwischen den Heizgasen und der Luftzufuhr vermitteln, so lange kann von einer Regelung keine Rede sein. Kohlenersparnis von 15 und 20%, die mit Zugregulatoren erzielt worden sein sollen, sind jedenfalls mit Vorsicht aufzunehmen. Daß diese Werte noch überschritten werden, wenn die Kessel durch schlechte Heizer bedient werden, wie dies in manchen Prospekten zu lesen ist, dies dürfte für die Wertbemessung der Zugregulatoren am zutreffendsten sein.

Auf Grund eingehender Versuche und günstiger Betriebsergebnisse kann die automatische Zugregulierung des Rauchschiebers

durch die sog. Hey-Steuerung empfohlen werden, welche den Rauchschieber entsprechend der Dampfspannung steuert. Ihre Vorteile liegen in der selbsttätigen Anpassung der Verbrennung auf dem Roste an die Beanspruchung des Kessels, in der Verhinderung von Druckschwankungen und Vermeidung von überschüssiger Luft, wodurch eine Erhöhung des Kohlensäuregehaltes und Erniedrigung der Abgasetemperatur, infolgedessen ein geringer Wärmeverlust im Schornstein und eine bedeutende Ersparnis an Brennmaterial bedingt wird. Sie ermöglicht die Kontrolle des Heizers durch mechanische Aufzeichnungen mittels Registrier-Apparates, erzielt eine Rauchverhütung und Erhöhung der Betriebssicherheit des Kessels; außerdem wird das lästige Abblasen der Sicherheitsventile fast ganz vermieden.

Die Hey-Steuerung besteht aus einem unter Kesseldruck stehenden Manometer, welches durch Vermittlung einer Steuerung den Verteilungsschieber eines hydraulischen Kraftzylinders betätigt, dessen Kolben mittels eines Krafthebels den Essenschieber einstellt. Steigt der Kesseldruck um wenige Hundertstel einer Atmosphäre, welche Schwankung man am Kesselmanometer noch nicht wahrnimmt, so wird durch den Hebel des Manometers der Verteilungsschieber des Kraftzylinders so verstellt, daß der Kraftkolben dem Essenschieber, entsprechend dem Steigen des Dampfdruckes, schließt. Der sich hebende Kraftkolben stellt hierbei durch Vermittlung der Hilfskraft den Verteilungsschieber in die Ruhelage zurück und sperrt dadurch den Druckwasserzufluß ab, nachdem der Essenschieber in die dem augenblicklichen Dampfdruck entsprechende Stellung gebracht ist. Der Zug wird verringert und dadurch die Verbrennung auf dem Roste vollständig selbsttätig der Beanspruchung des Kessels angepaßt.

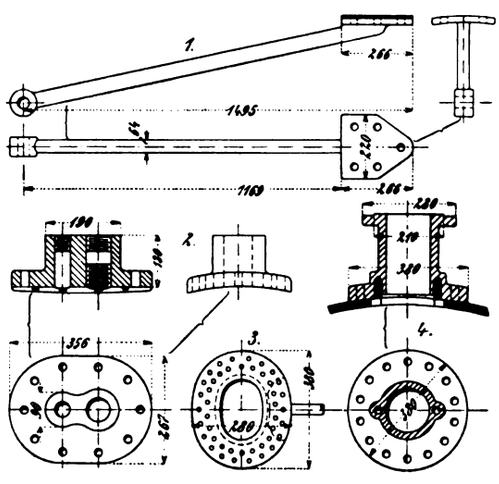


Fig. 72. Z. A.: Neuere Dampferzeuger.

Das Manometer wird mittels eines dünnen Rohres mit dem Dampfkessel an irgend einer Verschraubung desselben verbunden. Auf dem mit Wasser gefüllten Manometer (Membrangehäuse) lastet nur der Dampfdruck, Dampf wird aber nicht verbraucht. Ein Registrierapparat dient zur Aufzeichnung der Dampfschwankungen bzw. der Rauchschieberöffnungskurve, so daß man jederzeit ein klares Bild über die Dampfschwankungen bzw. Rauchschieberstellungen erhält und daher in der Lage ist, an der Hand des Diagrammes den Heizer auch später daraufhin zu kontrollieren, ob die Beschickung und Bedienung der Feuerung ordnungsmäßig erfolgt sei oder nicht.

Die Empfindlichkeit der Hey-Steuerung liegt innerhalb $^1/_{10}$ at. und sie ergibt sich aus dem Vergleich der Dampfspannungskurve mit der Essenschieberkurve. Der Kraftbetrieb zur Umstellung des Essenschiebers oder des sonstigen Regulierorganes ist durch Einschaltung der Hilfskraft ohne Einfluß auf die Empfindlichkeit der Steuerung. Der Druckunterschied zu einer Veränderung der Einstellung des Essenschiebers ist infolge der großen Empfindlichkeit des Arbeits-Manometers so gering, daß eine Umstellung des Essenschiebers bereits erfolgt ist, ohne daß ein Druckunterschied am Kesselmanometer bemerkt werden konnte. Die gesamte Empfindlichkeit der Steuerung, d. h. die Grenzen, innerhalb welcher der Rauchschieber ganz geöffnet bzw. geschlossen wird, beträgt ca. 0,4 bis 0,6 at., kann jedoch auf Wunsch auch geändert werden. Die Bewegungsrichtung läßt sich durch Umlegen des Gabelhebels leicht umkehren.

In welchem Maße der Schornsteinverlust bei hohem Kohlensäuregehalt und niedriger Abgangstemperatur fällt, ist aus dem Diagramm (Fig. 71) zu entnehmen. Behufs Feststellung des Wärmeverlustes durch die abziehenden Gase ermittelt man die Rauchgastemperatur-Differenz, nämlich die Differenz der Temperatur der abziehenden Feuergase abzüglich der Kesselhaus-Temperatur. Soll z. B. der Schornsteinverlust für einen Temperaturunterschied von 300° und 7% Kohlensäuregehalt der Rauchgase ermittelt werden, so geht man auf der 300°-Linie (Fig. 71) der Rauchgas-Temperatur-Differenzen in die Höhe bis zum Schnittpunkt auf dem Kohlensäurestrahl von 7%, dann links zum Schornsteinverlust und erhält somit einen Schornsteinverlust von ca. 28%.

(Fortsetzung folgt.)

Neuere Dampferzeuger.

Von **F. Wilcke** in **Leipzig.**

Mit Zeichnungen auf Tafel 37 und Abbildungen, Fig. 72 u. 73.

VI. Liegender Feuerrohr-Dampfkessel amerikanischer Bauart.

Jedem Kesseltechniker dürfte bekannt sein, daß der Amerikaner im Dampfkesselbau seine eigenen Wege eingeschlagen hat. Das zeigt vor allem seine noch immer andauernde Vorliebe für den Rauchrohrkessel, der im Gegensatz dazu, bei uns nur in der Form des kombinierten Feuer- und Flammrohrkessels und des Lokomotiv- bzw. Lokomobilkessels noch vorkommt. Dem Erfahrenen möchte aber, und zwar im Hinblick auf die technischen Nachteile, die diesem wärmetechnisch sonst so vorzüglichen Kessel anhaften, selbst das noch verwunderlich erscheinen. Berücksichtigt man jedoch, daß der Amerikaner auf dem Standpunkte steht: „Ausnutzung von Kessel und Maschine bis aufs äußerste und dann Ersatz derselben durch neue", so wird man das Festhalten an gerade diesem Kesseltyp verstehen, gibt es doch kaum eine zweite Kesselart, die in dampftechnischer Beziehung eine so außerordentliche Ausnutzung zuläßt, als gerade der Rauchrohrkessel. Große Heizfläche auf kleinem Raum, schnelles Anfeuern, reichliche und andauernde Dampferzeugung sind Hauptkennzeichen dieses Kesseltyps und gerade das ist das, was der Amerikaner vor allem von seinen Kesseln verlangt. Ob der Kessel mehr oder weniger Reparaturen erfordert, das ist ihm zunächst gleichgültig. Die Hauptsache ist ihm, daß er ihn aufs äußerste beanspruchen darf. Und auch dafür ist der Rauchrohrkessel wie geschaffen. Das beweisen die auf Schiffen und an den Lokomotiven in Verwendung stehenden viele tausend Ausführungen.

Die Zeichnungen auf Tafel 37 geben das Einmauerungsschema sowie Längs- und Querschnitt eines derartigen Kessels wieder. Der Kessel selbst hat die Form eines Zylinders und enthält ein Bündel enger Röhren, die in Reihen über- und nebeneinander angeordnet sind. Die Einmauerung erfolgte in der Weise, daß nur ein einziger Zug vorhanden ist, dieser erstreckt sich von der Feuerbrücke aus zunächst unter dem Mantel des Kessels nach hinten, geht dann durch das Feuerrohrbündel des Kessels und endet in dessen Rauchkammer. Auf letzterer sitzt ein Blechschornstein.

Damit der Kessel sich frei bewegen kann, sind an seinem Mantel seitlich die in Fig. 16 detaillierten Lappen angenietet. An diesen greifen Hängestangen an, die an I-Trägern von 16 Zoll Höhe ihren Halt finden. Die Träger sind einfach über bockartige Mauerwerksklötze hinweggelegt, die auf dem Rauhgemäuer des Kessels errichtet wurden. Demnach erstreckt sich hier das Mauerwerk auch nicht, wie das bei uns üblich ist, in Form eines Gewölbes über den Dampfraum des Kessels hinweg, sondern der Dampfraum des letzteren ist lediglich durch eine isolierende Verkleidung gegen Wärmeausstrahlung gesichert; trotzdem ist diese nur eine ganz geringe.

Daß sowohl für das Mauerwerk des Feuerraumes als auch für das des Zuges nur Schamottsteine bester Art benutzt werden, versteht sich von selbst.

Interessant ist bei dieser Einmauerung weiter die Art der Abdeckung der Rauchkammer hinter dem Kessel. Diese erfolgt, wie die Fig. 7 und 8 zeigen, nicht durch ein Gewölbe, sondern einfach durch Schamottplatten von 6 Zoll Stärke, die mit dem einen Ende auf Winkeleisen am hinteren Kesselboden aufliegen. Die Winkeleisen sind gewöhnlich $3 \times 3^1/_2$ Zoll und die Platten selbst haben bei dem gezeichneten Kessel eine Länge von 3 Fuß 3 Zoll, übergreifen also die Rauchkammer, deren lichte Weite 2 Fuß 6 Zoll beträgt, um etwa 9 Zoll.

Der Abstand der unteren Kante des Kessels von der oberen Kante der Feuerbrücke ist bei dem gezeichneten Kessel in der

Mittellinie der Feuerung gleich einem Fuß. Der Rost hat eine Länge von 7 Fuß 1 Zoll. Die Feuerbrücke ist 2 Fuß 4 Zoll dick und auf der dem Feuer zugekehrten Seite, soweit sie im Feuerraum liegt, aus Schamotten von höchster Feuerbeständigkeit hergestellt. Das Gleiche gilt von den beiden Feuerwangen.

Damit die Flugasche nicht in das Rohrbündel des Kessels hineingelangt, senkt sich der Boden des Zuges von der Feuerbrücke ab, langsam derart, daß unterhalb der Rauchkammer ein Flugaschensack entsteht. Eine in der Rückwand der Rauchkammer vorgesehene Öffnung von 1 Fuß 6 Zoll Höhe gestattet die Flugasche zu entfernen.

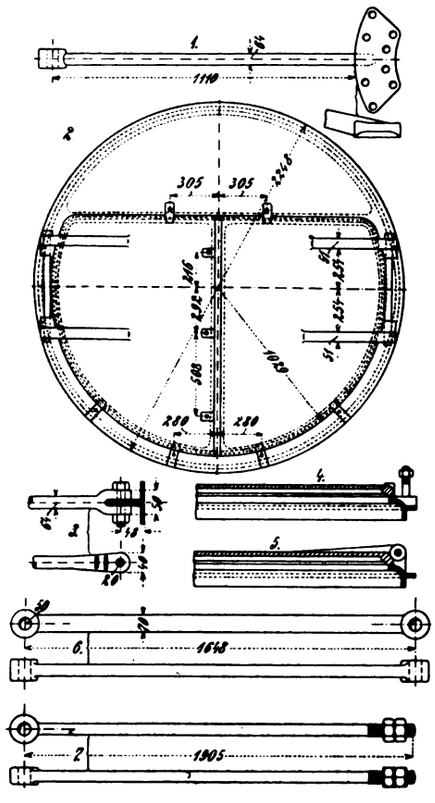


Fig. 73. Z. A.: Neuere Dampferzeuger.

Seiten- und Rückwand des Kessels sind mit Isolierschichten ausgestattet, die so in das Mauerwerk eingebettet sind, daß das Rauhgemäuer 1 Fuß und das Kerngemäuer ebenfalls 1 Fuß stark ist. Die Schamotteauskleidung entspricht ungefähr $^1/_3$ deutschen Stein. Jede sechste Schicht ist in das Kerngemäuer hineingezogen, um so zwischen den Schamotten und dem Rauhgemäuer den erforderlichen Verband herzustellen.

Über die Ausführung der Verschlußtür der Rauchkammer gibt die Abbildung Fig. 73 Auskunft. Diese zeigt in Skz. 2 den Boden der Rauchkammer mit der zweiflügeligen Tür und in Skz. 4 und 5 einen Teil des Türverschlusses.

Der hintere Boden des Kessels enthält unmittelbar über dem Bodenbördel ein Mannloch von $10^1/_2 \times 15$ Zoll, das in der Weise hergestellt wurde, daß man einfach den Boden durch Aufbördeln flanschenartig bog. Um dem Rand die nötige Steifigkeit zu geben, wurde ein Flacheisenring von $1^1/_2 \times ^1/_2$ Zoll Querschnitt warm aufgezogen.

Die Überlappungen des Kessels zeigen in der unteren Hälfte des Mantels eine ganz merkwürdige Ausführung. Sie sind nämlich, wie Fig. 13 erkennen läßt, gegenüber den eigentlichen Blechen von $^3/_4$ Zoll auf $^7/_{16}$ Zoll verschwächt und in den so entstandenen $2^{13}/_{16}$ Zoll breiten Überlapp sind dann $^7/_8$ Zoll starke Niete eingezogen. Die obere Hälfte der Rundnähte zeigt keine derartige Verschwächung.

Die Versteifung der im Dampfraum liegenden Teile der beiden Kesselböden erfolgte durch Anker der aus Skz. 1 der Fig. 73 ersichtlichen Form. Die Anker sind $2^1/_2$ Zoll stark und erweitern sich an der Stelle, wo sie mit dem Kesselmantel verbunden werden, auf $2^3/_4$ Zoll.

Die Bodenanker von 2 bis $2^1/_2$ Zoll Stärke gehen in ihren Enden in Gabeln der aus Skz. 3, Fig. 73 ersichtlichen Form über. Sie greifen mit diesen an Winkeleisen von $6 \times 3^1/_4$ Zoll an, die an den Böden des Kessels festgenietet sind. Das entgegengesetzte Ende ist durch die Rauchkammerwand hindurchgesteckt und wird nach der Rauchkammer zu, durch Muttern der aus Fig. 21 ersichtlichen Form abgeschlossen.

Auf dem vordersten Schuß des Kesselmantels befindet sich ein zweites Mannloch von 11×15 Zoll lichtem Querschnitt. Weiter sitzt auf demselben Schuß ein $1^1/_2$zölliger Speisestutzen. Der zweite Schuß dagegen trägt einen 5zölligen Stutzen, an den sich das in Fig. 15 und 20 detail'erte Wasserfangrohr anschließt; dieses hat $3^1/_2$ Zoll lichte Weite und wird, soweit es nicht durch die Muffe am Stutzen gehalten wird, durch Schellen aus $4 \times ^1/_2$zölligen Flacheisen am Kesselmantel festgehalten.

Der Speisestutzen ist zugleich mit dem Mannloch im Mantel des Kessels in den Skz. 2 und 3 der Abbildung Fig. 72 veranschaulicht. Er enthält, wie man sieht, zwei Bohrungen, an deren größere sich das Speiserohr anschließt. Dieses ist, wie man aus der Fig. 2 der Tafel erkennt, ziemlich über die ganze Länge des Kessels geführt, um auf diese Weise eine Abkühlung des Wassers im Kessel durch das frisch hineingespeiste möglichst zu vermeiden.

Fig. 9 der Tafel läßt sogar erkennen, daß sich das Speiserohr im Kessel selbst in zwei Arme teilt, von denen der eine in der rechten und der andere in der linken Partie des Wasserraumes sich befindet.

Unmittelbar über dem Speiserohr liegen die vier oberen Anker, die nach Fig. 9, um ihren Durchhang zu vermeiden, ebenfalls durch Schellen am Kesselmantel aufgehängt sind.

Skz. 4 der Fig. 72 gibt Schnitte durch den Dampfentnahmestutzen, während Fig. 22 auf der Tafel Einzelheiten des Handlochverschlusses veranschaulicht.

Zum Schluß sei noch darauf aufmerksam gemacht, daß Fig. 19 der Tafel einen Wirbel wiedergibt, wie er zur Befestigung der Tür der Rauchkammer verwendet wird, während Fig. 10 das Gegengewicht zum Ausbalanzieren des in Fig. 11 dargestellten Rauchschiebers veranschaulicht. Der Rauchschieber hat die Form einer Drosselklappe und besitzt eine Länge von 5 Fuß $11^1/_2$ Zoll, seine Höhe ist gleich 1 Fuß $4^1/_2$ Zoll. Der Gegengewichtshebel sitzt auf der $1^1/_2$ Zoll starken Spindel und trägt an seinem kurzen Arm das eigentliche Gegengewicht von 6 Zoll Durchmesser und 3 Zoll Breite. Der nicht durch das Gewicht belastete Arm wird mit der Einstellkette verbunden.

Ein Beitrag zum Kapitel: Entölung des Dampfes.

Mit Abbildungen, Fig. 74 u. 75.

Zusammenfassung. Nach Festlegung der Bedingungen, die ein brauchbarer Abdampf-Entöler zu erfüllen hat und nach Kritik der bekannteren Systeme, beschreibt der Verfasser den sog. Loos-Entöler. Es ist das ein Apparat, bei dem der zu entölende Dampf im Entöler in schmale Streifen zerlegt wird, die sich zwischen den für schnelle Ableitung des Öles berechneten Abscheideelementen hindurchschlängeln.

Der Entölung des Dampfes wird in neuer Zeit in den Dampfbetrieben weitgehende Beachtung geschenkt, hauptsächlich aus dem Grunde, weil man feststellen konnte, daß ölhaltiges Kondenswasser für Kessel nicht verwendet werden darf. Der Ölüberzug der Heizflächen beeinträchtigt eben die Verdampfung und Betriebssicherheit der Kesselanlage.

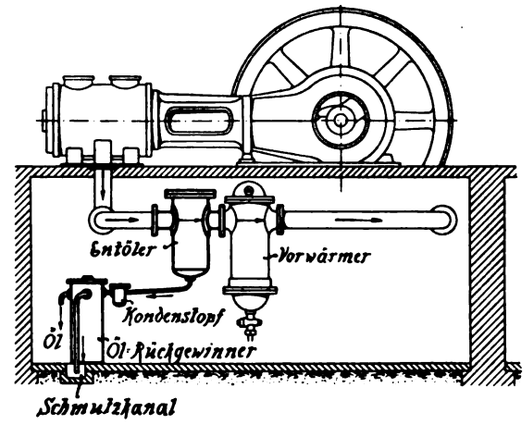


Fig. 74. Z. A.: Ein Beitrag zum Kapitel: Entölung des Dampfes.

Die Entölung ist aber auch da eine Notwendigkeit, wo der Abdampf zu Heizzwecken, zur Bereitung von warmen Wasser und Destillaten Verwendung finden soll, wo es gilt, der Verschmutzung der Wärme abgebenden Flächen vorzubeugen. Die den Dampfzylindern der Auspuff- oder Kondensations-Dampfmaschinen zugeführten Schmieröle werden vom Kolben sowie den Ventilen oder Schiebern der Maschine nur zu etwa 5 bis 20% verbraucht. Die übrigen 80 bis 95% gehen, so schreibt uns der Ingenieur Eduard Reif in Ravensberg, mit dem Auspuffdampfe aus der Maschine wieder heraus. Dem Dampfentöler fällt nun die Aufgabe zu, diesen unverhältnismäßig hohen Prozentsatz an Öl aus dem Abdampf so auszuscheiden, daß dieser bzw. das aus ihm entstehende Kondenswasser möglichst wirtschaftlich ausgenutzt werden kann.

Die zurzeit eingeführten Entöler suchen ihre Aufgabe auf vier verschiedenen Wegen zu erfüllen:

1. Durch Richtungswechsel des Dampfstromes und Abscheiden des Öles,
2. Durch Abstreifen des Öles an besonderen Flächen und Kanten,
3. Unter dem Einfluß einer Zentrifugalwirkung und
4. Durch Abstreifen des Öles an Kanten.

Man bezeichnet die einzelnen Ölersysteme mit verschiedenen Namen. Dementsprechend basiert die Wirkung der sogenannten Winkelflächen-Entöler, deren Abscheideelemente durch Winkelbleche, Winkeleisen oder U-Eisen gebildet werden, darauf, daß das Öl unter dem Einfluß eines scharfen Richtungswechsels über Eck aus einzelnen schmalen Dampfstreifen heraus an die im vollen Dampfstrom liegenden Flächen abgeschieden wird. Hierbei tritt unter dem Einfluß der scharfen Ecken im Dampfweg ein gewisser Widerstand in der Maschine auf. Weiter aber werden die Winkelflächen durch das sich absetzende Öl mit der Zeit so verschmiert, daß sich neues Öl an ihnen nicht mehr absetzen kann. Der Dampfstrom wird in diesem Fall also sein Öl gewissermaßen festhalten, indem der dem ersten Strom folgende zweite das vom ersten etwa abgesetzte Öl wieder mitreißt.

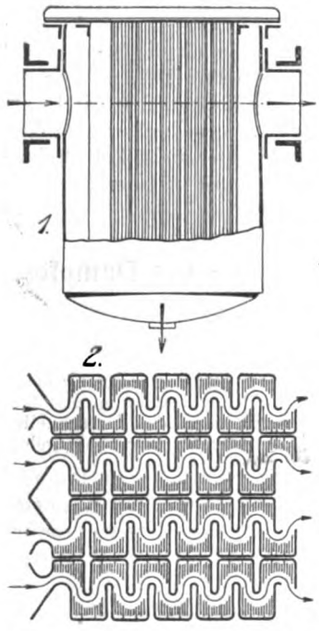


Fig. 75. Z. A.: Ein Beitrag zum Kapitel: Entölung des Dampfes.

Ist sonach der Entölungseffekt bei diesem Typ zurzeit der Inbetriebnahme des Apparates ein guter, so wird er mit zunehmender Verschmierung der Abscheideflächen sich mehr und mehr verschlechtern.

Die Entöler mit besonderen Ölfangkammern enthalten wie bekannt gleichfalls U-Eisen oder Winkeleisen. Auch hier liegen Flächen unmittelbar im Wege des Dampfstromes, demnach gilt auch für sie das vorstehend Festgestellte.

Bei den Zentrifugal-Entölern wird demgegenüber der Dampfstrom nicht in einzelne schmale Streifen zerlegt, er muß sich vielmehr im geschlossenen Strome durch eine nach unten gehende Spirale winden. Dabei tritt in der Maschine ebenfalls ein gewisser Widerstand auf. Außerdem geht die Entölung nur an der Außenseite des Dampfstromes vor sich, der Kern desselben bleibt unverändert. Nach alledem haben wir es hier mit einer Konstruktion zu tun, die für überhitzten Dampf unter keinen Umständen ausreicht.

Demgegenüber wirken die Entöler mit Schleuderrad verhältnismäßig sicher; jedoch bedürfen sie einer besonderen Behandlung. Ebenso sind die beweglichen Ölabscheideteile, wenn man den Ausdruck überhaupt gebrauchen darf, einer unverhältnismäßigen Abnutzung ausgesetzt.

Die nächste Gruppe der Entöler wird durch diejenigen mit gelochten Blechen zur Führung des Dampfes gebildet. Auch bei ihnen hat man es mit einer Abscheidung des Öles an Beschlagflächen zu tun. Das abgeschiedene Öl wird durch Rinnen abgefangen. Der Dampfstrom wird durch gelochte Bleche zwangläufig auf Schlangenwegen geführt, woraus sich ebenfalls ein gewisser Widerstand in der Maschine ergibt. Mit der Zeit verschmieren sich die Löcher in den Führungsblechen, so daß dem Dampfstrom der Weg immer mehr erschwert wird, womit dann naturgemäß der Widerstand wächst.

Mit dem Entöler mit kaminförmig gestellten, oder gelochten mit zylindrischen Hohlräumen versehenen Abscheideelementen, bei denen diese Elemente hintereinander versetzt angeordnet sind, läßt sich gleichfalls keine vollkommene Wirkung erzielen, da auch er nicht vollkommen wirkt. Dies hat seinen Grund darin, daß die für die Abscheidung wichtigen Kanten der Siebflächen nicht direkt an der Stelle, wo der Richtungswechsel stattfindet, sondern erst weiter hinten, also unwirksam, angeordnet sind.

Durch das Zerteilen des Dampfstromes vor den einzelnen Elementen und Wiederzusammenprallen der Teilströme hinter diesen wird ein gewisser Widerstand hervorgerufen.

Um den hohen Anforderungen, die man heute an die Abdampf-Entöler, zumal bei hochüberhitztem Dampfe, stellt, zu entsprechen, muß der Dampfstrom in zahlreiche dünne Streifen zerlegt werden. Weiter muß das Öl, in dem Augenblick, wo es aus einem derartigen schmalen Streifen ausgeschleudert wird, sofort abgeführt werden. Sonst findet der Dampfstrom Gelegenheit, die in seinem Strömungsbereich abgeschiedene Ölteilchenn wieder mitzureißen. Die für die Ölabscheidung benutzten Elemente sollen so beschaffen sein, daß die zwischen ihnen verbleibenden Kanäle für die Dampfbildung sich nie verschmieren können. Ferner sollen die Kanäle für den Durchfluß des Dampfes überall frei und in den Kurven stark abgerundet sein, nur dann hat man die Sicherheit, daß der Dampf sich auf seinem Wege nicht staucht.

Es ist Tatsache, daß fast alle der bisher bekannt gewordenen Entöler wohl von dem Standpunkte aus konstruiert sind, daß der Entölungs-Effekt möglichst groß sein soll, jedoch ist dabei nicht berücksichtigt, welchen Widerstand die Art des Einbaues der Ölabscheide-Elemente dem Dampfstrome im Apparate entgegensetzt. Widerstand für den Abdampfstrom bedeutet aber Kraftverlust für die Maschine. Es ist nachgewiesen, daß ein Kraftverlust von 5 bis 10% nichts seltenes ist!

Unter Berücksichtigung der vorerwähnten Tatsache ist schließlich der in Fig. 75 dargestellte Dampfentöler Bauart Loos entworfen. Bei diesem tritt der zu entölende Dampf durch den seitlichen Stutzen links in den Entöler ein. Dort zerlegt er sich in dünne Streifen, die sich auf wellenförmigen Wegen nach dem entgegengesetzten Stutzen bewegen. Dabei streifen sie die vertikalen, nebeneinander eingebauten Ölabscheide-Elemente.

Durch die fortlaufende wellenförmige Bewegung wird das Abschleudern des Öles und der von ihm mitgeführten Flüssigkeitsteilchen an den scharfen Kanten der in den Elementen eingebauten Roste herbeigeführt. Das abgeschleuderte Öl und die Wasserteilchen werden von den Rosten in die hinter diesen liegenden Ölwasser-Ablaufrinnen abgeleitet.

Durch Versuche konnte festgestellt werden, daß die Trennung der einmal abgeschiedenen Öl- und Flüssigkeitsteilchen von dem nachströmenden Dampf sofort erfolgt. Öl und Wasser bewegen sich schnell zwischen den Roststäben nach unten und gelangen so in die Ablaufrinnen, ohne daß sie mit dem Dampfstrom in innigere Berührung kommen könnten, da dieser ja nur die Spitzen der Roststäbe streift.

Um dem Dampfstrom bei seinem Eintritt in den Entöler und beim Verlassen der in der Rohrleitung innegehabten geradlinigen Bahn allmählich in die wellenförnige Bahn überzuführen, enthält der Abscheider Übergangsbleche. Diese sind, wie Skz. 2 erkennen läßt, den gewellten Kanälen vorgelagert und so geformt, daß ein Widerstand im Apparat und damit ein Kraftverlust in der Maschine nicht auftreten kann.

Um schließlich noch zu zeigen, in welcher Weise man den Apparat vorteilhaft in der Abdampfleitung der Maschine einschaltet, ist Fig. 74 beigegeben. Hier sitzt der Entöler in einer mit Gegendruck arbeitenden Auspuffmaschine. Das am Boden des Entölers frei ablaufende Ölwasser wird durch ein Syphonrohr oder einen Kondenstopf abgeleitet.

Versuche zeigten, daß das entölte Kondensat nur noch 3,2 bis 3,4 Milligramm Öl per Liter enthielt. Das so entölte Kondensat konnte, um nur ein Beispiel anzuführen, in einer chemischen Wäscherei direkt zum Waschen verwendet werden.

Notiz.

Z. A. **Moderne Dampferzeuger,** Absch.: die Kesselanlage des Städt. Elektrizitätswerkes in Lichtenberg, Heft 14, bittet die Firma L. & G. Steinmüller den Satz auf Seite 36, achte Zeile von oben, der mit den Worten beginnt: Im Anschluß an das usw., wie folgt zu ändern:

Im Anschluß an das Vorstehende sei noch erwähnt, daß die Firma L. & G. Steinmüller Versuche mit Ekonomisern in vier verschiedenen Arten ausgeführt hat, und zwar mit:

1. Gleichstrom-Ekonomisern mit usw.

Diesem Wunsche sei hiermit Folge geleistet. D. Verf.

Moderne Dampferzeuger und Armaturen

Branchen-Ausgabe I des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur".

Schriftleitung: Ingenieur F. Wilcke, Leipzig.

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Ein Fortschritt im Bau von selbsttätigen Wasserstandsreglern.

Mit Abbildungen, Fig. 76 u. 77.

Zusammenfassung. Beschrieben und in seiner Anwendung am Kessel durch Skizzen veranschaulicht, wird ein selbsttätiger Wasserstandsregler. der hauptsächlich aus dem Grunde Beachtung verdient, weil er mit dem Kessel nur durch Rohre zusammenhängt, Schwimmer und sonstige Teile sich im Kessel also nicht befinden.

Jeder kennt und schätzt die Vorteile sowie die Ersparnisse, die durch eine gleichmäßige Speisung der Dampfkessel zu erzielen sind. Trotzdem findet man noch immer Kessel, bei denen der Wasserstand während des Betriebes in den Grenzen von 15 bis 20 cm schwankt; also Anlagen, die dem Kesselbesitzer unverhältnismäßige Opfer an Geld auflegen, da sie unwirtschaftlich arbeiten. Der Grund hierfür ist entschieden nur darin zu finden, daß die betreffende Anlage keinen selbsttätigen Wasserstandsregler besitzt. Allerdings gibt es auch unter diesen noch immer Konstruktionen, die ihrer Aufgabe — den Wasserstand im Kessel selbsttätig zu regeln — nicht voll gerecht werden. Man verwende einen Regler nach Fig. 76 u. 77 und wird finden, daß man mit ihm gut fährt. Dieser Regler kennzeichnet sich dadurch, daß er nur durch zwei mittels Ventilen absperrbare Rohre mit dem Dampfkessel verbunden ist. Infolgedessen können die sämtlichen, nebenbei bemerkt, ausschließlich außerhalb des Kessels liegenden Teile des Apparates auch während des Kesselbetriebes auseinander genommen werden. Weiter kennzeichnet sich der Apparat noch dadurch, daß der Wasserspiegel durch Hoch- oder Niederschrauben einer Spindel am oberen Teil des Schwimmergehäuses willkürlich erhöht oder erniedrigt werden kann ebenfalls während des Kesselbetriebes, während der Apparat ihn aus sich dauernd auf gleicher Höhe erhält, so daß weder ein Über- noch ein Unterspeisen eintreten kann.

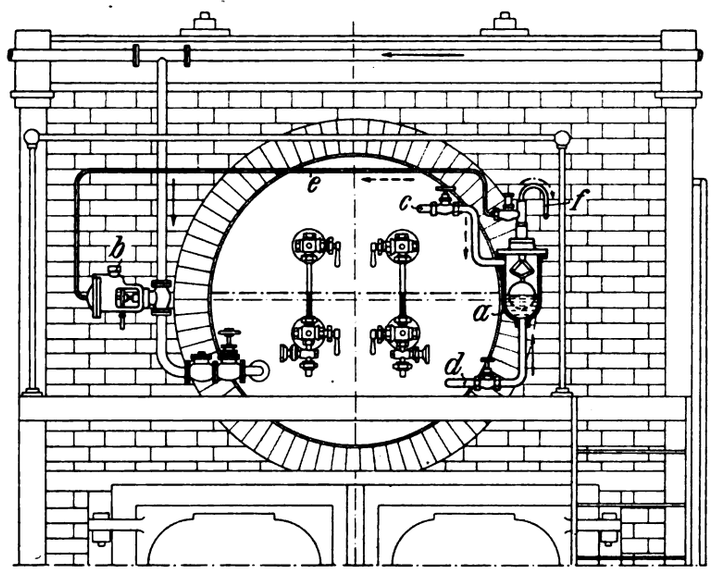


Fig. 76. Z. A.: Ein Fortschritt im Bau von selbsttätigen Wasserstandsreglern.

Sehr wesentlich ist im weiteren, daß der Regler beim Arbeiten die vom Schreiber dieses schon vor Jahren in seinen Schriften erhobene Forderung erfüllt, die in dem Satze gipfelt, daß man nur dann vom Kessel einen voll wirtschaftlichen Betrieb zu erwarten hat, wenn man ihm in jedem Augenblick gerade so viel Wasser zuführt, als er verdampft, d. h. das Verfahren der ununterbrochenen Speisung anwendet.

Schließlich ist noch zu beachten, daß in dem Regler dem Heizer besonders dann eine wirksame Hilfe entsteht, wenn dieser neben dem Kessel die Maschine zu bedienen hat. —.

Nach Fig. 76 und 77 hängt der ebenda mit a bezeichnete Apparat mit dem Kessel durch zwei Rohre zusammen. Von diesen führt das Rohr c nach dem Dampfraume und das d in den Wasserraum. Ein drittes, etwas engeres, Rohr e verbindet den Apparat mit dem Speise-Regulierventil b. Dieses kann in die Speiseleitung unmittelbar vor das Rückschlagventil, aber auch an jeder anderen Stelle eingebaut werden. Dabei ist es gleichgültig, ob das Ventil senkrecht, wagrecht oder schräg zu stehen kommt; es funktioniert immer.

Das neben den Rohren c d und e vorhandene vierte Rohr f dient als Entlüftungsrohr; es endet gewöhnlich unter dem Roste im Aschenfalle.

Die Wirkungsweise des Reglers ist etwa die folgende:

Sobald der Wasserstand im Kessel fällt, sinkt der Schwimmer und schließt das Dampfventil im oberen Teile des Gehäuses a. Dadurch wird die weitere Zufuhr von Dampf nach dem Zylinder des Ventiles b abgestellt und dafür eine direkte Verbindung zwischen dem Zylinder des Ventiles b und dem Entlüftungsrohr f geschaffen. Der Kolben des Speise-Regulierventiles b ist jetzt vom Dampfdruck entlastet und die Feder hebt den Kegel des Ventiles b vollständig. Eine Drosselung findet bei diesem System demnach nicht statt.

Wenn sich dann nach dem Speisen der Wasserstand wieder hebt, so steigt auch der Schwimmer im Gehäuse a, wodurch das Dampfventil in letzterem wieder geöffnet wird. Die Verbindung mit dem Entlüftungsrohr f ist jetzt unterbrochen und dafür eine Verbindung mit dem Dampfraume im Schwimmergehäuse a und dem Zylinder des Speise-Regulierventiles b durch die Rohrleitung e hergestellt. Dadurch wird der Druck der Feder überwunden und das Ventil b wieder geschlossen.

Man erkennt aus Vorstehendem, daß das Ventil b abwechselnd durch die Feder geöffnet und durch den Dampfdruck wieder geschlossen wird.

Will man den Dampfkessel einmal ohne Regler speisen, so stellt man die Dampfzuleitung e mittels des Dampfventilchens am oberen Teile des Schwimmergehäuses a, ab. Die Folge davon ist, daß sich das Regulierventil b ganz öffnet und der Wasserstandsregler außer Tätigkeit gesetzt wird.

Von den beiden Abbildungen zeigt Fig. 77 den Apparat an einem Flammrohrkessel und Fig. 76 an einem Wasserrohrkessel.

A. Ch.

Ein Beitrag zur Wärmeausnutzung und Kohlenersparnis von industriellen Feuerungsanlagen.

Von **Franz Eisenbach**, Zivilingenieur.

(Fortsetzung aus Heft 18.)

Wie zahlreiche Versuche ergeben haben, ist die Wärmeverteilung für Kessel im Mittel folgende:

Im Kessel nutzbar erhalten	60%	bis 72 %	
In verbrennlichen Teilen in der Asche und Schlacke	2%	„	1,5%
durch unverbrannte Gase und Ruß .	3%	„	3 %
Durch Leitung u. Strahlung an die Luft	7%	„	7 %
Durch die abziehenden Gase	28%	„	16,5%
Summe	100%		100 %

Bei Verwendung eines Ekonomisers stellt sich die in der Gesamtanlage nutzbar erhaltene Wärme günstiger.

Wird die Hey-Steuerung an einem Kessel mit Handbeschickung angeschlossen, so wird sie vorteilhaft mit einer Vorrichtung versehen, die mit der Feuertür so verbunden wird, daß bei ihrem Öffnen die Hey-Steuerung selbsttätig den Rauchschieber schließt, beim Schließen der Feuertür ihn wieder selbsttätig öffnet und in die dem augenblicklichen Dampfdruck entsprechende Stellung einstellt. Dadurch wird das Einströmen kalter Luft in den Feuerraum beim Öffnen der Feuertür vermieden. Diese Vorrichtung in Verbindung mit der Hey-Steuerung hat sich in der Praxis seither bewährt.

Für die Dampfmaschienen-Industrie handelt es sich in anbetracht der ungeheueren Summen, die heute für den Brennstoff ausgegeben werden, um eine bedeutende wirtschaftliche Frage. Der Einbau eines Ekonomisers ist von Vorteil, weil diese Einrichtung die durch die Abgase abgehende Wärme teilweise wieder zum Anwärmen des Speisewassers aufnimmt. Ist im Verhältnis zur Rostfläche eine große Kesselheizfläche vorhanden, so ist es nicht ohne Weiteres angezeigt, dem Dampfkessel einen Ekonomiser anzugliedern. Es kann nur eine Rentabilitätsberechnung feststellen, ob ein Ekonomiser sich verzinst. Jedenfalls ist es besser, den Abwärmeverlust möglichst zu beschränken, als einen großen Wärmeverlust zuzulassen und diesen durch eine kostspielige Einrichtung (Ekonomiser) teilweise wieder aufzuheben. Außerdem nimmt der Ekonomiser einen guten Teil des Zuges weg, beeinflußt also die Verbrennung ungünstig. Es kann durch Versuche als festgestellt angesehen werden, daß eine zweckentsprechende Ekonomiseranlage 10% Kohlenersparnis geben kann. Eingehende Versuche haben auch den Vorteil der Dampfkesselsteuerung bei mehrmonatlicher Betriebsdauer mit 5 bis 10% Kohlenersparnis bewertet. Ein Vergleich der Kosten der beiden Einrichtungen ergibt Folgendes:

Eine Dampfkesselanlage verbrauche jährlich für 20000 M. Kohlen. Die Ekonomiseranlage kostet einschl. der Einmauerung 60000 M. Die Dampfkesselsteuerung kostet 1500 M. Die Ersparnis des Ekonomisers sei zu 10%, diejenige durch die Dampfkesselsteuerung zu 7% angenommen; dann ergibt sich als wirtschaftlicher Vorteil für:

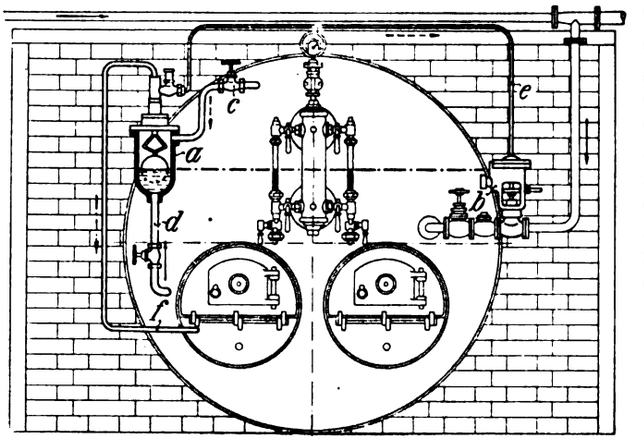


Fig. 77. Z. A.: Ein Fortschritt im Bau von selbsttätigen Wasserstandsreglern.

I. Ekonomiser

Jährl. Ersparnis an Kohlen (10% von M. 20000)		M. 2000
Jährliche Kosten:		
Zinsen 5%, Abschreibung 7%, zus. 12% von M. 60000	= M. 720	
Arbeitslohn für Reinigen, Instandhalten usw.	= M. 100	
Kosten für den mechanischen Antrieb . . .	= M. 120	M. 940
Unterschied		M. 1060

II. Hey-Steuerung.

Jährl. Ersparnis an Kohlen (7% von M. 20000)		M. 1400
Kosten:		
Zinsen und Abschreibung 12% von M. 1500	= M. 180	
Wasserverbrauch (100 l/St. zu M. 0,12 den cbm	= M. 36	M. 216
Unterschied		M. 1184

Man ersieht aus diesem Beispiel, daß es vorteilhafter ist, die Feuerung unter richtiger Kontrolle der Luftzufuhr zu bedienen, als aus den Abgasen den Wärmeverlust wieder zu gewinnen.

Aus den früher angeführten Gründen ist das Bestreben gerechtfertigt, die Wirtschaftlichkeit der Kesselanlagen vom Heizer möglichst unabhängig zu gestalten. Von diesem Gesichtspunkte ausgehend und in der Erkenntnis, daß nur durch eine langsame, gleichförmige Verbrennung und durch ein regelmäßiges Auflegen einer kleinen Quantität von Feuerungsmaterial in möglichst kleinen Intervallen die größtmögliche Ausnutzung des Brennmaterials erzielt werden kann, ist man zu der Konstruktion der mechanischen Beschickung des Rostes gekommen, die auch im letzten Jahrzehnte in größerer Anzahl zu Anwendung gebracht worden ist. Man hat dabei noch weitere Ziele ins Auge gefaßt und zwar den Betrieb der Feuerungen zu einem rauchlosen oder mindestens rauchschwachen zu gestalten. Die bisherigen Erfahrungen mit gut konstruierten mechanischen Beschickungsvorrichtungen haben gelehrt, daß ein rauchschwacher Betrieb sehr gut möglich ist, sofern nur die Feuerung vor Überlastung bewahrt bleibt. Wo dies nicht zutrifft, stellt sich auch sofort der Rauch ein. Man darf eben nicht vergessen, daß jeder Brennstoff zu seiner Entgasung und mit Rücksicht auf gegebene Verhältnisse eine bestimmte Zeit benötigt. Bei überlasteter Feuerung ist diese Zeit nicht vorhanden; die einzelnen Beschickungen erfolgen zu rasch aufeinander, als dass eine ruhige Entgasung und ein regelrechter Verbrennungsprozeß möglich wären. Die Erleichterung, die der Heizer durch die Einführung mechanisch beschickter Feuerungen erfährt, können je nach den besonderen Umständen mehr oder minder bedeutend sein. Wird der Brennstoff, für Beschickungsvorrichtungen durch eine Fördereinrichtung selbsttätig zugeführt, so beschränkt sich die Bedienung der Feuerung bei gut konstruierten Vorrichtungen und passend gewählten Brennstoffarten auf das Offenhalten der Rostspalten und die Regelung der Wärmeentwicklung, entsprechend dem augenblicklichen Wärmebedarf. Ist der Brennstoff nicht sehr schlackenreich und wird die Feuerung nicht überlastet, so ist die Tätigkeit des Heizers zur Bedienung einer gewöhnlichen Planrostfeuerung ganz bedeutend verringert, so daß es zulässig erscheint, einem Heizer die Bedienung mehrerer Beschikkungsvorrichtungen zu übertragen. Anders liegen die Verhältnisse, wenn der Heizer den Brennstoff von der Flurhöhe erst in den gewöhnlich recht hoch liegenden Speisebehälter der Beschickungsvorrichtung schaufeln muß, wenn die Vorrichtung selbst mangelhaft arbeitet oder der Brennstoff ungeeignet ist und die Feuerung überlastet werden muß. Wenn in einzelnen Fällen mechanische Beschickungsvorrichtungen dauernd außer Betrieb gesetzt worden sind, so lag dies meistens an den zu häufig auftretenden Sperrungen und sonstigen Störungen, wobei die Schuld entweder der Konstruktion der Vorrichtung oder der Beschaffenheit des Brennstoffes beizumessen ist.

Die meisten Beschickungsvorrichtungen erfordern einen Brennstoff von möglichst gleichmäßiger Korngröße (etwa 6 bis 20 mm); zwar können auch grobstückige Kohlen bis zu 50 mm Korngröße verfeuert werden, doch treten dann Sperrungen viel leichter auf und die gleichmäßige Verteilung des Brennstoffes auf dem Roste leidet umsomehr, je ungleichmäßiger die Korngröße ist. Man hat auch versucht, die Beschickungsvorrichtung mit Zerkleinerungsapparaten zu vereinigen. Diese Anordnungen bieten den Vorteil, einer größeren Unabhängigkeit bei der Auswahl des Brennstoffes.

Daß die Feuerungen mit mechanischer Beschickung und mit selbsttätiger Zerkleinerung der Kohlenstücke bei regelrechtem Betriebe eine höhere Ausnutzung des Brennstoffes als gewöhnliche Planrostfeuerungen ermöglichen, ist durch die Praxis bestätigt worden. Es ist dies eben auf wesentlich günstigere Verhältnisse der Luftzuführung zurückzuführen. Zunächst unterbleibt das häufige Öffnen der Feuertür, so daß kalte Luft an ungeeigneter Stelle in den Feuerraum eindringt. Auch bleiben bei der mechanischen Beschickung Zustand und Menge des Brennstoffes im Feuerraum unveränderlich, sofern die Belastung die gleiche bleibt. Es genügt also, die Luftzuführung dem Bedarfe entsprechend einzustellen, worauf dann eine weitere Regelung nur beim Belastungswechsel erforderlich wird.

Bei Handbeschickung bedingt dagegen der periodisch verlaufene Verbrennungsvorgang eine fortwährende Veränderung des

Zustandes und der Menge des Brennstoffes auf dem Roste; es wäre infolgedessen eine fortwährende Regelung der Luftzuführung notwendig. Daß es hierbei nicht immer möglich ist, die Luftzuführung genau dem Bedarfe anzupassen, liegt auf der Hand. Wegen der Umständlichkeit der Luftregulierung unterbleibt deshalb bei weniger gewissenhaften oder stark angestrengten Heizern dieselbe nicht selten ganz. Die Feuerung mit mechanischer Beschickung arbeitet in der Regel mit einem erheblich geringeren Luftüberschuß als Feuerungen mit Handbeschickung. Der Verlust durch die abkühlenden Gase wird deshalb bei ersteren geringer, als sie bei letzteren sein können. Der geringere Luftüberschuß bedingt ferner in Verbindung mit dem gleichbleibenden Verbrennungszustand eine sehr hohe und gleichmäßige Temperatur im Feuerraume, die der Vollkommenheit der Verbrennung zugute kommt. Zugleich ermöglicht die hohe Anfangstemperatur der Heizgase wegen des größeren verfügbaren Temperaturgefälles eine bessere Wärmeausnutzung der Gase. Hiernach ist es einleuchtend, daß die mechanische Beschikkung der Feuerungen sehr wohl geeignet ist, die Ausnutzung des Brennstoffes zu erhöhen. Allerdings bezieht sich dies auf passende, d. h. auf Brennstoffe von richtiger und gleichmäßiger Formgröße, die wegen der Aufbereitung vielfach im Preise etwas höher stehen als gewöhnliche Brennstoffe. In neuerer Zeit hat man namentlich den mechanischen Kettenrostfeuerungen eine größere Aufmerksamkeit gewidmet, da man sich nicht mehr der Einsicht verschließt, daß durch ihre Verwendung gewisse Vorteile erreicht werden. Wohl ausschlaggebend ist hierbei auch die Ansicht auf eine größere Kohlenersparnis und die Entlastung des Heizerpersonals, weil mit den Einrichtungen meist auch ein selbsttätiges Abschlacken verbunden ist, so daß der Heizer für die übrige Wartung des Kessels mehr Zeit verwenden kann. Bei großen Kesselanlagen sollen sich nahezu 50% Arbeitsersparnis ergeben haben. Nun ist auch bei einigen Einrichtungen der Nachteil behoben, daß die Wahl des Brennstoffes von vornherein beschränkt ist und können alle Kohlensorten, von Faustgröße bis zur Großkohle, verfeuert werden. Abgesehen davon ist aber mit allen mechanischen Beschickungsvorrichtungen die Schwierigkeit verbunden, die Zufuhr der Kohle der wechselnden Dampfentnahme anzupassen und das Verbrennen mancher Teile der Einrichtung zu verhüten, so daß zu den nicht unwesentlichen Anschaffungs- und Betriebskosten die hohen Unterhaltungskosten kommen. Für den Handbetrieb müssen stets Einrichtungen vorgesehen werden, für den Fall einer Betriebsstörung oder falls die Kohle zu feucht ist, um durch den Apparat gehen zu können. Für die Aufstellung der Rentabilität müssen Anschaffungs- und Unterhaltungskosten sowie Arbeitsersparnis und Kohlenverbrauch bei Feuerung mit und ohne mechanische Beschickung in vergleichende Erwägung gezogen werden.

Mit Bezug auf die Rauchverhütung erweisen sich mechanische Feuerungen der Feuerung von Hand entschieden überlegen. Wenn nun, wie es ja vorkommt, durch unparteiische Verdampfungsversuche an anderen Orten bei Benutzung irgend eines derartigen Kohlensparapparates ein besserer Effekt sich ergeben hat, wiewohl Brennmaterial und Kesselsystem die gleichen sind, was liegt wohl näher, als sich den Vorteil einer solchen Einrichtung zu verschaffen. Tritt aber die erwartete Kohlenersparnis nicht ein, oder ergibt sich eine schlechtere Ausnutzung mit dem Kohlensparer als ohne denselben, dann ist vielen Kesselbesitzern dieser Mißerfolg unerklärlich.

Ein Zweiflammrohrkessel von 50 qm Heizfläche und 7 at. Betriebsspannung wurde an zwei aufeinanderfolgenden Tagen einmal mit, das zweite Mal ohne Kohlensparapparat untersucht. Das Brennmaterial, oberschlesische Steinkohle, hatte einen Heizwert von ca. 7200 WE. Im ersteren Falle wurde bei einer Anstrengung der Heizfläche von 13 kg/qm und einer 6½fachen Verdampfung eine Wärmeausnutzung von 65%, im zweiten Falle, also ohne Kohlensparer, bei 13,3 kg/qm Heizfläche eine 7,2fache Verdampfung und 71%ige Wärmeausnutzung erzielt. Die Anwendung des Kohlesparers hätte demnach den Wärmeeffekt um 6% verschlechtert.

(Fortsetzung folgt.)

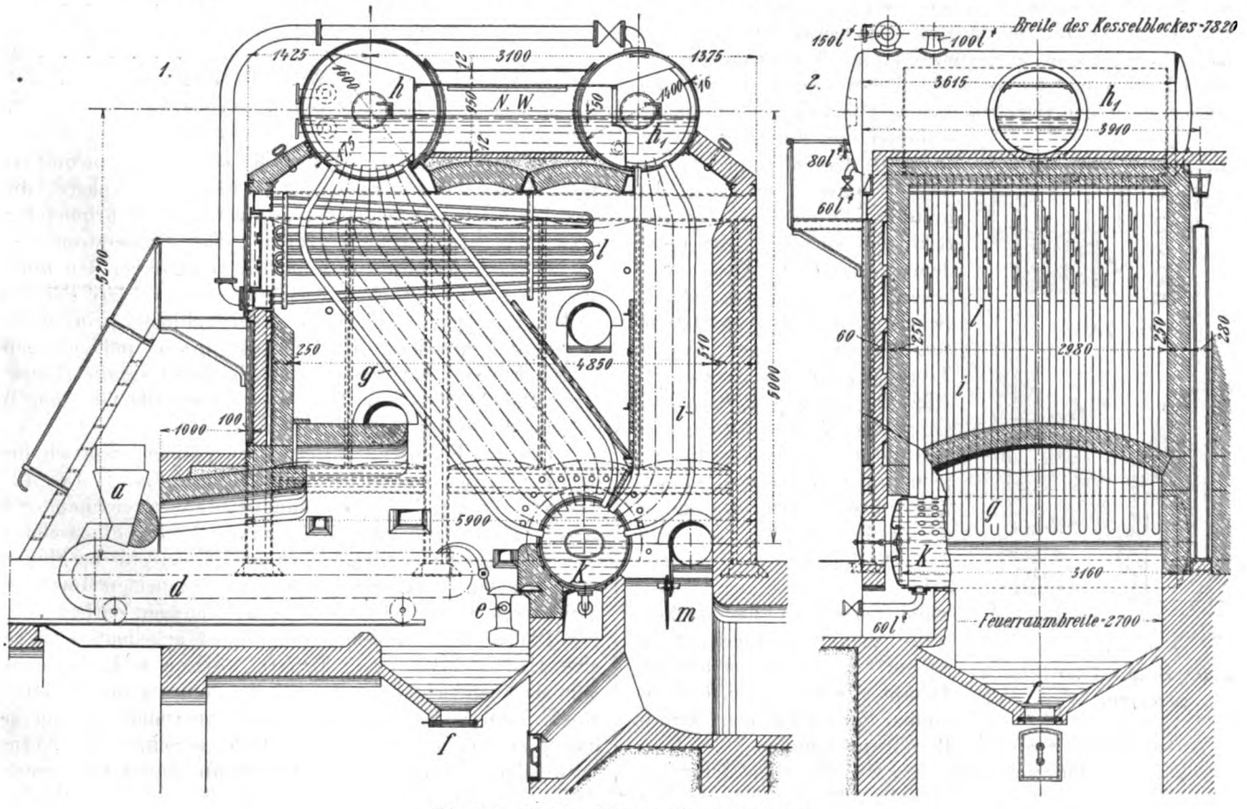


Fig. 78. Z. A.: Neuere Dampferzeuger.

Neuere Dampferzeuger.

Von **F. Wilcke** in **Leipzig.**

Mit Zeichnungen auf Tafel 42 und Abbildung, Fig. 78.

VII. Der Ketzer Steilrohr-Kessel.

Auf Tafel 42 und in Fig. 78 sind Ausführungen eines neuartigen Dampfkessels dargestellt, der vor einiger Zeit unter der Bezeichnung Steilrohrkessel Bauart Ketzer von der Firma H. Ketzer G. m. b. H. in Duisburg in die Praxis eingeführt wurde.

Die Hauptdaten des auf der Tafel 42 dargestellten Kessels sind nachstehende:

Heizfläche des Kessels rund	300 qm
„ „ Überhitzers (D. R. P. a.)	72 „
Betriebsdruck	12 at.
Temperatur des heißen Dampfes	350° C.
Durchmesser des vorderen Oberkessels	1,4 m
„ „ hinteren „	1,2 „
„ der beide verbindenden Zylinder	0,95 „
„ der Wasserrohre außen	76 mm
„ der Überhitzerrohre außen	44,5 „
Wandstärke der „	4 „
Durchmesser des zylindrischen Unterkessels k	0,9 m

Länge des Rostes $1{,}6 + 2{,}4 + 0{,}5 = 4{,}5$ m
Breite des Rostes $3 \cdot 1{,}26$ m.

Kennzeichnend für den neuen Kesseltyp ist dessen Umlaufvorrichtung. Diese besteht je aus einer Druckkammer in der vorderen Trommel h und einem Einfallschacht in der Hintertrommel h_1. Das Speisewasser tritt in die Hintertrommel ein und hat dort Gelegenheit, seine schlammigen Beimengungen bzw. Bestandteile neben der Einfallkammer abzusetzen (vergl. Fig. 1 auf Tafel 42). Demgemäß können größere Schlammengen überhaupt nicht in das Rohrbündel i gelangen, und die Reste, die etwa noch im Wasser vorhanden sind, werden in der unteren Trommel k ausgeschieden. Die hintere Obertrommel h_1 sowie die Untertrommel k sind mit Abschlämmvorrichtungen versehen, die das Abblasen des Schlammes während des Betriebes gestatten. Die Druckkammer in der Vordertrommel ist nach der hinteren Trommel h_1 zu mit Schlitzen versehen, die unter dem niedrigsten Wasserstand liegen. Diese Schlitze ermöglichen es dem nicht verdampften Wasser nach der hinteren Trommel hin in wagrechter Richtung, also ohne Beunruhigung des Wassers und ohne Aufrühren des in der Hintertrommel abgelagerten Schlammes, abzuströmen. Die in den oberen Trommeln h, h_1, sowie den Verbindungsstutzen eingebauten wagrechten Scheidewände bestehen aus stellenweise gelochten Blechen; sie sorgen für das Trocknen des Dampfes, sowie dafür, daß der einmal abgeschiedene Dampf mit dem Wasser nicht wieder in Berührung kommt.

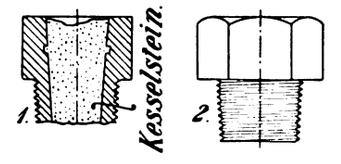


Fig. 79.

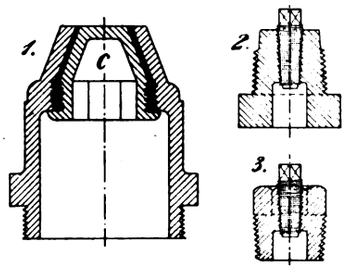


Fig. 80.

Fig. 79 u. 80. Z. A.: Über Schmelzpfropfen.

Der größte Teil der Heizfläche ist, wie bei allen derartigen Kesseln üblich, naturgemäß in das vordere Heizbündel g gelegt. Das hintere Heizbündel i dient in der Hauptsache nur dazu, der unteren Trommel das Wasser zuzuführen. Durch diese Maßnahme wird erreicht, daß den Heizgasen der wesentlichste Teil der Wärme im vorderen Rohrbündel g entzogen wird und zwar sind das, wie durch Versuche festgestellt werden konnte, etwa 90 bis 95% der Gesamt-Dampferzeugung.

Das hintere Rohrbündel i ist hier fast gar nicht, oder doch nur in ganz geringem Maße an der Dampferzeugung beteiligt. Die Folge davon ist ein sehr wirksamer Umlauf.

Eigentümlich an dem Kessel ist weiter, daß hier der Überhitzer zwischen die Rohre des Bündels g eingeschoben, also nicht wie bei anderen Konstruktionen, in einer Kammer zwischen den beiden Rohrbündeln bzw. Rohrbündel und Oberkessel untergebracht ist. Die Rohrschlangen des Überhitzers sind hier zwischen den Wasserrohren so angeordnet, daß sie herausgenommen werden können, wenn man die Rohrenden zusammendrückt, ohne daß der Überhitzer demontiert werden müßte. Zu dem Zwecke ist zwischen den Überhitzerschlangen jedesmal ein Feld freigelassen.

Als Normaltyp wird von dem genannten Werk der auf der Tafel auch dargestellte Dreitrommelkessel geliefert. Daneben aber werden auch Kessel mit drei Oberkesseltrommeln und einer bzw. zwei Unterkesseltrommeln, ferner solche mit vier Oberkessel- und zwei bzw. drei Unterkesseltrommeln gebaut. Auch diese sind in ihrer Anordnung, wie mir die Firma wissen läßt, durch Zusatzpatente geschützt. Die Normal-Konstruktion führt die Patentnummer 243432.

Die in Fig. 78 dargestellte Konstruktion unterscheidet sich von dem beschriebenen Kessel eigentlich lediglich dadurch, daß zwischen die beiden Oberkessel h, h_1 nur ein einziges Verbindungsrohr von 0,95 m Durchmesser eingefügt ist, und daß weiter, statt der beim ersten Kessel vorhandenen Halbgasfeuerung eine Wanderrostfeuerung angeordnet wurde. Die sonstigen Daten des Kessels sind folgende:

Durchmesser des vorderen Oberkessels h	1,6 m
„ „ hinteren „ h_1	1,4 „
Länge des zylindrischen Teiles der beiden Oberkessel	3,65 „
Durchmesser des untern Zylinderkessels k	1,0 „
Länge des zylindrischen Teiles vom Oberkessel	3,16 „
Durchmesser der Rohre vom vorderen Rohrbündel g außen	76 mm
Durchmesser der Rohre des hinteren Rohrbündels i außen	76 „
Durchmesser des Dampfventils	150 „
„ „ Speiseventils	80 „
„ der Ablaßstutzen	60 „
Heizfläche des Kessels (Wasserberührte)	250 qm
„ „ Überhitzers l	65 „
Betriebsdruck	10 at.

Die Einmauerung beider Kessel erfolgte in der Weise, daß die auf dem Roste entwickelten Feuergase, geleitet durch entsprechende Wände, zunächst am vorderen Rohrbündel g entlang nach oben streichen, sich also mit dem Wasserstrom parallel bewegen, dann nach rechts umkehren und dabei den hinteren Teil der Rohre des Überhitzers bespülen, deren vordere Partie sie schon vorher getroffen haben. Sie fallen schließlich im hinteren Zug nach unten, passieren die Drosselklappe m und gelangen von da in den Fuchs. Auf diesem Wege bespülen sie die Rohre des hinteren Rohrbündels i, wobei sie sich ebenfalls mit dem Wasser in gleicher Richtung bewegen.

Um die Flugasche entfernen zu können, die sich hierbei aus den Feuergasen auslöst, ist beim Kessel, Fig. 1, Taf. 42, vor der unteren Trommel k ein Fangtrichter vorgesehen. Bei dem Kessel nach Abbildung 78 lagert sich die Flugasche einerseits oberhalb des Feuergewölbes ab und anderseits in Flugaschesäcke zwischen den Rohrbündeln, sie wird aus beiden durch seitlich im Mauerwerk angebrachte Reinigungsöffnungen entfernt.

Die in dem Kessel auf Tafel 42 angedeutete Feuerung ist eine Halbgasfeuerung Bauart Völker & Keilmann. Diese kennzeichnet sich dadurch, daß die Neigung der beiden Teile des Rostes, innerhalb gewisser Grenzen verändert werden kann, wodurch es möglich wird, Brennstoffe verschiedener Korngröße zu verwenden. Weiter ist der Feuerraum durch eine feste Zunge c und eine bewegliche b in einen Schwelraum, einen Mischraum und einen Verbrennungsraum geschieden. Die bewegliche Zunge b (vergl. Wilcke: „Bau der Feuerungen, Heizungen usw.") kann durch Schraubenspindeln gehoben und gesenkt werden und gestattet es daher, die Kohlenmenge zu ändern, die auf dem Roste verbrannt wird. Weiter aber enthält sie eine Anzahl Öffnungen, durch welche die Schwelgase in den Mischraum übertreten können; dort mischen sie sich mit der erwärmten (sog. sekundären) Luft, die aus der über dem Kesselgewölbe angeordneten Wärmkammer zuströmt. Das Gemenge tritt, gemischt mit den Gasen aus der Verkokungszone, durch die Öffnungen in der festen Zunge c in den Verbrennungsraum und wird dort durch die Flammen entzündet, welche sich auf dem untersten Teil des Rostes bilden.

Bis hierher deckt sich die dargestellte Feuerung mit den älteren Konstruktionen genannter Firma. Neu ist dagegen 1. die Einschaltung einer fahrbaren Rostpartie zwischen dem schrägen Rost und dem Schlackrost e, 2. die wesentliche Verminderung des Abstandes der Zunge c von der beweglichen Zunge b, wodurch der Mischraum gegenüber den älteren Ausführungen wesentlich verkleinert wird.

Die Einschaltung des fahrbaren Rostteiles hat für den praktischen Betrieb der Feuerung den großen Vorteil, daß man so die Möglichkeit hat, eine gründliche Reinigung des Rostes selbst während des Betriebes durchzuführen. Über die Behandlung der

Feuerung und des Schlackrostes e gibt das Buch „Der praktische Heizer", III. Aufl. Aufklärung.

Der Wanderrost, der bei der Kesselanlage Fig. 78 angeordnet ist, ist insofern eigenartig, als hier hinter dem Rost, nicht wie üblich, eine halbzylindrische Drehkapsel, sondern ein Segment angeordnet wurde, das der leichteren Beweglichkeit halber durch ein schweres Gegengewicht ausbalanziert ist. Ob sich gerade diese Anordnung gegenüber der sonst üblichen mit Drehkappe und Zahnrad resp. Schneckensteuerung bewähren wird, bleibt abzuwarten. Da im übrigen die Wanderrostfeuerung d nur schematisch angedeutet ist und ja auch solche im „Konstrukteur" schon oft besprochen wurden, so soll auf sie hier nicht weiter eingegangen werden. Dagegen sei festgestellt, daß sich derartige Wanderrostfeuerungen in der Praxis bisher durchaus bewährt haben und ihre Einführung schon allein aus dem Grunde zu empfehlen ist, weil sie den Besitzer der Anlage bis zu einem gewissen Grade vom guten Willen des Heizers unabhängig machen.

Über Schmelzpfropfen.

Von Oberingenieur **Paul Koch** in **Düsseldorf.**

Mit Abbildungen, Fig. 79 bis 82.

Der Schmelzpfropfen, auch Sicherheitspfropfen genannt, kommt hauptsächlich bei Innenfeuerungen zur Anwendung, sowohl bei Ein-, Zwei- und Dreiflammrohrkesseln. Er soll ein Auslöschen des Feuers bewirken, sobald die Kesselwandung an der gefährlichen Stelle nur noch 25 bis 30 mm hoch von Wasser bedeckt ist. Der Schmelzpfropfen wird im Scheitel des Feuerrohres etwas außerhalb der Mitte des Rostes nach der Feuerbrücke zu in der aus Fig. 82 ersichtlichen Lage angebracht.

Die Ausführung des Pfropfens ist sehr verschieden. In Fig. 80 ist beisp. ein Schmelzpfropfen dargestellt, bei welchem der Konus c nach erfolgtem Ausschmelzen vom Feuerraum wieder eingesetzt werden kann; weitere Konstruktionen zeigen die Skz. 2 und 3 derselben Figur; und zwar wird der Schmelzpfropfen nach Skz. 2 ebenfalls vom Feuerungsraum und der Skz. 3 vom Kesselinnern eingesetzt.

Die Konstruktionen, welche gestatten eine Erneuerung vom Feuerraum aus, also ohne das Wasser im Kessel abzulassen, vorzunehmen, verdienen den Vorzug, da man dann nur kurze Betriebspausen nötig hat. Die für die Pfropfen benutzte leicht schmelzbare Legierung besteht aus einer Metallkomposition, die entsprechend der Dampftemperatur des Kessels zu wählen ist, weil die Legierung, solange Wasser den Schmelzpfropfen bedeckt, fest bleiben muß, sie darf nur unter der Einwirkung des Dampfes zum Schmelzen kommen. Allerdings ist die Verwendung des Schmelzpfropfens keine allgemeine im Kesselbau. Mir sind Fälle bekannt, wo die Kesselempfänger überhaupt keine Ahnung von der auf den Flammröhren angebrachten Sicherheitsvorrichtung hatten. So trat einmal bei der Inbetriebsetzung der Kessel ein Lecken des Schmelzpfropfens ein und der Kesselbesitzer verlangte telegraphisch einen Monteur zur Beseitigung der Undichtigkeit. Tatsächlich handelte es sich hier nur um ein Anziehen der Verschraubung. Um solche Fälle zu vermeiden, sollte die Fabrik, welche derartige Sicherheitsvorrichtungen einbaut stets Betriebsvorschriften über die Behandlung beifügen, damit der Kesselbesitzer weiß mit was für einer Einrichtung er es zu tun hat. In den Betriebsvorschriften müßte speziell auf die Bedeutung des Wertes der Sicherheitsvorrichtung hingewiesen werden ebenso darauf, daß die Komposition

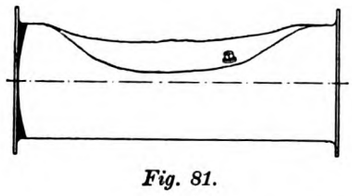


Fig. 81.

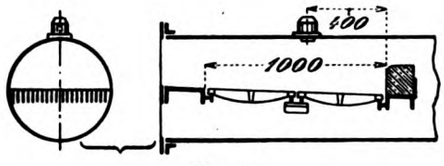


Fig. 82.

Fig. 81 u. 82. Z. A.: Über Schmelzpfropfen.

von Zeit zu Zeit zu erneuern ist, ohne daß man erst einen eintretenden Wassermangel abzuwarten hat. Wird nämlich die Erneuerung der Komposition nicht innerhalb gewisser Zeiten vorgenommen, so nützt die ganze Sicherheitsvorrichtung nichts und die Flammrohre werden trotz dieser eingebeult. In Fig. 79 sind Schmelzpfropfen zweier eingebeulten Flammrohre, welche die annähernde Form Fig. 81 hatten, entnommen, wobei der Pfropfen Skz. 1 beim Herausschrauben abriß und von mir aufgeschnitten wurde, um zu sehen, wie viel von der Komposition noch vorhanden war. Die Untersuchung zeigte, daß die Komposition durch die längere Betriebszeit nahezu verzehrt war, dafür aber fester Kesselstein sich eingelagert hatte, welcher die Wirksamkeit der Sicherheitsvorrichtung ausschaltete.

Auf alle Fälle sind Sicherheitsvorrichtungen an Dampfkesseln zu begrüßen, sie müssen jedoch, wenn sie wirksam bleiben sollen, gut untersucht und wenn nötig in Ordnung gebracht werden.

Die Abbildungen Fig. 80 bis 82 sind dem Katalog der Schäffer & Budenberg G. m. b. H. in Magdeburg-Buckau entnommen.

Erwärmt das Wasser für Kesselspeisung und Fabrikationsbedarf!

Über den Nutzen einer tunlichst hochgradigen Erwärmung des Wassers für Kesselspeisezwecke stimmen die Meinungen sämtlicher Fachleute und Besitzer von Kesselanlagen überein. Es sind zwei besondere Vorteile, welche die Wassererwärmung so wertvoll gestalten. Erstens die Brennstoff-Ersparnis. Die sonst verloren gehende Wärme, welche im Abstoßdampf der Maschine enthalten, entweder dem Auspuffrohr oder dem Kondensator zugeführt wird, muß unbedingt erneut nutzbar gemacht werden, und zwar durch eine moderne Wasser-Erwärmungsanlage. Der andere Vorteil, den man bei Verwendung warmen bis heißen Kesselspeisewassers erzielt, ist der, daß der Kessel ganz bedeutend geschont wird. Durch Einleitung kalten Wassers in den Kessel entstehen sehr schädliche Temperaturdifferenzen und Nebenspannungen im Kessel, ebenso ist dabei ein vornehmliches Rosten des Kesselinneren nicht zu vermeiden. Wird jedoch vorgewärmtes Speisewasser benutzt, so werden diese Übelstände vermieden, oder doch wenigstens bis auf ein Unbedeutendes eingeschränkt. Auch die sehr schädliche Kesselsteinbildung, welche schon oft die Ursache von Kesselexplosionen war, wird verhindert, bezw. bedeutend herabgemindert, weil durch Erwärmung des Speisewassers die Kesselstein bildenden Kalke gefällt werden und sich im Kessel nur als unschädlicher und leicht entfernbarer Schlamm ablagern. Kesselstein ist namentlich bei Flammrohrkesseln neben seiner oft noch unbequemen Entfernung insofern schädlich, als z. B. die obere Hälfte der Flammrohre, welche den höchsten Feuerungstemperaturen ausgesetzt ist, gegen die kühlende Wirkung des Kesselwassers isoliert wird und dann naturgemäß leicht zum Durchbrennen der betreffenden Stellen neigt. Flammrohr-Einbeulungen haben ebenfalls in sehr vielen Fällen ihre Ursache im Ansatz von Kesselstein, welcher an diesen Stellen dem Wasser den Zutritt zum Eisen verwehrt.

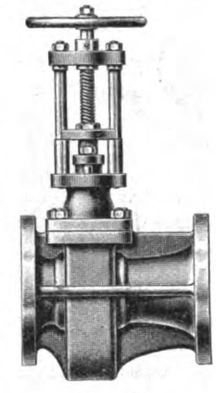


Fig. 83.

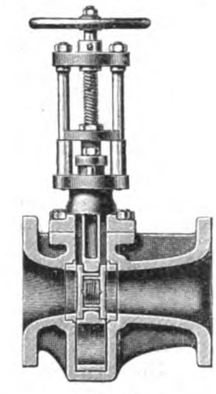


Fig. 84.

Fig. 83 u. 84. Z. A.: Zwei neue Armaturen für Dampfkesselanlagen.

Die Vorwärmung von Wasser ist indessen nicht allein für Kesselspeisezwecke wirtschaftlich und von großer Bedeutung, sondern auch für alle anderen Zwecke, wo in Fabriksbetrieben heißes oder auch nur warmes Fabrikationswasser gebraucht wird.

Wird nun aber durch Ausnutzung der Abwärme einer vorhandenen Betriebsdampfmaschine, unabhängig davon, ob diese mit oder ohne Kondensation arbeitet, das in den verschiedenen Betrieben benötigte Fabrikations- bezw. Kesselspeisewasser auf eine

moderne Art kostenlos erwärmt, so ist es auch dem Laien ohne weiteres klar, daß hierdurch Ersparnisse in jeder Hinsicht zu machen sind. Deshalb ist es von größter Wichtigkeit, daß sich jeder Industrielle usw. nur mit den modernsten und ergiebigsten Wasser-Erwärmungsanlagen ausrüsten sollte.

Gegenstand der nachfolgenden Ausführungen sollen im allgemeinen nur Wassererwärmer sein, die mit Dampf geheizt werden. Dazu gehören eigentlich auch die verschiedenen Arten der Injektoren, in welchen durch Mischen des angesaugten kalten Wassers mit dem vom Kessel entnommenen Frischdampfe das Wasser auf 30 bis 60° C erwärmt wird. Diese Art von Kesselspeisung sollte jedoch nur dort angewendet werden, wo der Dampf des Kessels nur allein lediglich zu Heiz- und zu Kochzwecken, nicht aber zum Betriebe von Maschinen benutzt wird, wo also im ersteren Falle Abdampf nicht vorhanden ist. Denn da zum Anwärmen resp. zum Betrieb des Injektors Frischdampf gebraucht wird, zu dessen Erzeugung natürlich Kohlen vorher verbrannt werden mußten, der dann aber beim Mischprozeß wieder zu Wasser umgewandelt wird, ist der Nutzen dieser Speisung eigentlich nur allein in der Schonung des Kessels zu suchen. Injektoren sind aber zudem bekanntlich sehr empfindliche Apparate, welche eine nachlässige und unaufmerksame Behandlung, wie solche leider nur zu oft vorkommt, durchaus nicht vertragen.

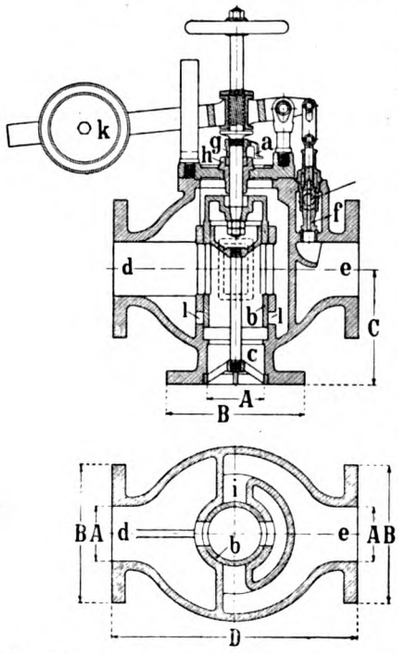


Fig. 85. Z. A.: Zwei neue Armaturen für Dampfkesselanlagen.

Die Erwärmung des Kesselspeisewassers kann aber in den meisten Fällen, abgesehen von den Anschaffungskosten für den Wassererwärmer, ohne besondere Betriebsausgaben geschehen. Dies ist da ohne weiteres möglich, wo Abdampf von Betriebsdampfmaschinen, welche mit oder ohne Kondensation arbeiten, sowie anderer Abdampf von Kochgefäßen, Trockenzylindern usw. zur Verfügung steht. (Fortsetzung folgt.)

Zwei neue Armaturen für Dampfkesselanlagen.

Mit Abbildungen, Fig. 83 bis 86.

Zusammenfassung. Beschrieben sind zwei neue Armaturen, von denen die eine ein sogenannter Ferranti-Dampfschieber für hochgespannten und überhitzten Dampf ist, während die zweite einen Druckregler mit Umschaltvorrichtung für mit Abdampf und Frischdampf gespeiste Leitungen darstellt.

Durch die Abbildungen Fig. 83 bis 86 werden zwei Armaturen veranschaulicht, von denen der sogen. **Ferranti-Schieber** allerdings schon bekannt ist, trotzdem aber insofern eine Neuheit darstellt, als er in der Form, wie ihn Fig. 84 im Schnitt wiedergibt, für hochgespannten überhitzten Dampf brauchbar ist.

Dieser Schieber, D. R.-P. No. 213515, 217151, kennzeichnet sich dadurch, daß er nach zwei Seiten abdichtet, und daß weiter das feste Anliegen der beiden Platten an den Sitzen durch eine Feder sichergestellt ist. Die Feder sucht die beiden Platten auseinanderzudrücken und preßt sie dadurch auf die Sitze. Damit sich die Platten nicht schräg stellen, greifen sie zylinderartig ineinander. Der Zylinder wieder wird von der Führung umfaßt, die als Mutter der Stellspindel des Schiebers anzusehen ist.

An die Führung schließt sich unten eine Art Ringfortsatz, dessen lichte Weite derjenigen des Schiebers entspricht. Wird jetzt die Führung angezogen und damit der Schieber geöffnet, so legt sich die Erweiterung lose gegen die beiden Sitze und verhindert, daß die Spindelführung von der Flüssigkeit, die den Schieber durchfließt, mit Schlamm versetzt wird.

Trotzdem der Querschnitt des Ferranti-Schiebers an der Absperrstelle wesentlich kleiner ist, als der des Anschlußrohrstranges, ist der Verlust an Druck, wie die Praxis erwiesen hat, doch nur ein geringer. Ebenso erübrigt sich bei diesem Schieber die sonst für alle derartigen Armaturen erforderliche Umführung, zum Ausgleich des Druckes auf beiden Seiten des Schiebers beim Anstellen.

Der Schieber wird für Rohre von 125 bis 400 mm ausgeführt, seine Baulänge stellt sich für die kleinste Nummer auf 400 mm und für die größte auf 950 mm.

Die zweite Neuerung betrifft einen **Druckregler** mit Umschaltvorrichtung für mit Abdampf und Frischdampf gespeiste Leitungen, der gleich dem Ferranti-Hochdruck-Schieber von der Firma Schäffer & Budenberg, G. m. b. H. in Magdeburg-Buckau gebaut wird.

Um die Einrichtung und Arbeitsweise des Druckreglers besser zu verstehen, sei vorausgeschickt, daß es, wenn man Abdampf verwenden muß, in vielen Fällen angenehm ist, eine Vorrichtung zu haben, die es gestattet, neben dem Abdampf auch Frischdampf zu benutzen. Allerdings muß in diesem Falle der Frischdampf selbsttätig zugeführt werden. Ebenso müssen sich die Dampfmenge und der Druck den jeweilig vorhandenen Betriebsverhältnissen selbsttätig anpassen. Desgleichen sind Vorkehrungen notwendig, die, wenn der Nebenbetrieb zeitweilig ausgeschaltet wird, also Abdampf nicht gebraucht wird, den letzteren schnell nach der Atmosphäre abführen.

Die bisher hierzu verwendeten Einrichtungen stellten sich meistens als eine Kombination von Drosselklappen, Reduzier- und Sicherheitsventilen, Dampfmischapparaten usw. dar. Ein derartiger Apparat war naturgemäß verhältnismäßig teurer und beanspruchte außerdem viel Raum.

Der neue Druckregler, Patent 234 990, soll diesen Übelstand beseitigen. Er vereinigt in sich die Eigenschaften aller bisher zu dem oben erläuterten Zweck benutzten Einzelvorrichtungen und wird entsprechend den Betriebsverhältnissen entweder (nach Fig. 85 u. 86) mit einfacher Hebel- und Gewichtsbelastung, oder mit ausbalanziertem Hebel und Federbelastung ausgeführt.

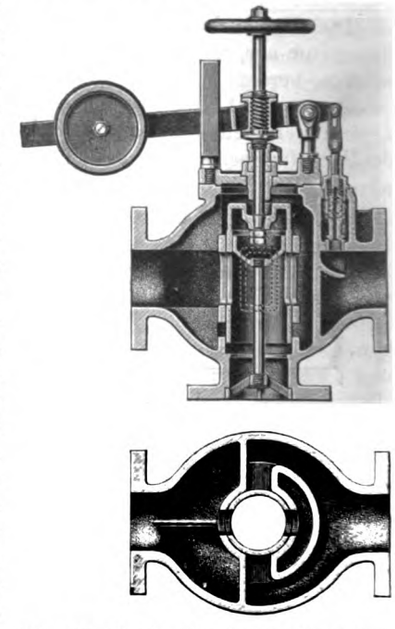


Fig. 86. Z. A.: Zwei neue Armaturen für Dampfkesselanlagen.

An sich besteht der Apparat aus zwei Abschlußorganen, von denen dasjenige b die Abdampfseite und dasjenige l die Frischdampfseite bedient. Das Abschlußorgan b ist eine Art Kolbenschieber, der sich in einer geschlitzten Führung bewegt. In dem Schieber b ist ein Schieber c untergebracht, der mit Hilfe einer Spindel und eines Schmetterlingflügels im Gehäuse D so festgehalten wird, daß die untere Kante seines Kegels mit der oberen Kante der Verteilungsschlitze im Führungszylinder abschließt. Der Kolbenschieber b hängt weiter mit der Spindel g zusammen, die selbst wieder durch den Gewichtshebel k und das Frischdampfventil f beeinflußt wird. In dieser wechselseitigen Beeinflussung der Teile c, b und f begründet sich die selbsttätige Arbeitsweise des Reglers.

Der Druckregler wird für Durchgänge von 60 bis 300 mm und einem Frischdampfanschluß von $^3/_4$ Zoll bis 3 Zoll ausgeführt. Die Baulänge stellt sich für den kleinsten Druckregler auf 290 und für den größten auf 850 mm.

November 1913.

Moderne Dampferzeuger und Armaturen

Branchen-Ausgabe I des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur".

Schriftleitung: Ingenieur F. Wilcke, Leipzig.

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Die Lentz-Metallabdichtung an den Lanzschen Lokomobilen.

Mit Abbildungen, Fig. 87 bis 91.

Zusammenfassung. Beschrieben ist die Lentz-Metallabdichtung in ihrer Ausführung für die Lanzschen Lokomobilen. Im Anschluß daran wird kurz der Verlauf bei der Herstellung der Abdichtungsteile an Hand von Abbildungen geschildert.

Im Verfolg des Berichtes über die Lanzsche Lokomobile auf der „Weltschau für das Bauen und Wohnen" zu Leipzig, an dessen Schluß sich schon der Hinweis fand, daß wir auf die an jener Lokomobile in Benutzung stehende Lentz-Metallabdichtung in einer besonderen Abhandlung zurückkommen würden, konstatieren wir heute, daß bei allen Dampfmaschinen die Frage der Kolbenstangendichtung von besonderer Wichtigkeit ist. Entstehen doch gerade infolge unsachgemäßer Packung oder fehlerhafter Konstruktion der Stopfbüchse häufig die unangenehmsten Folgen für die Betriebssicherheit.

Die meist gebräuchliche Art der Stopfbüchsenabdichtung wird in bekannter Ausführung durch Anpressen des Dichtungsmaterials, sei es einer Packungsschnur oder eines Packungsringes, gegen die Kolbenstange erreicht. Selbst bei einer fehlerfreien Stopfbüchse dieser Art ist nach kurzer Betriebszeit mit einer Lockerung der Packung und damit dem Undichtwerden der Dichtung zu rechnen. Durch Zusammenstauchen und festeres Anziehen der Dichtungsschnur erzielt man vorübergehend wieder einen dampfdichten Abschluß der Kolbenstange. Andererseits wird hierbei leicht die Gefahr des Heißlaufens der Stange hervorgerufen, ganz abgesehen davon, daß die bei der Anwendung derartiger Stopfbüchsen ohnehin erhebliche Reibung noch vergrößert wird. Hinzu kommt dann noch die in gewissen Zeiträumen ständig notwendige Erneuerung und lästige Auswechselung des Packungsmaterials, wodurch dem Dampfmaschinenbesitzer fortlaufende, nicht unerhebliche jährliche Mehraufwendungen an Betriebskosten erwachsen.

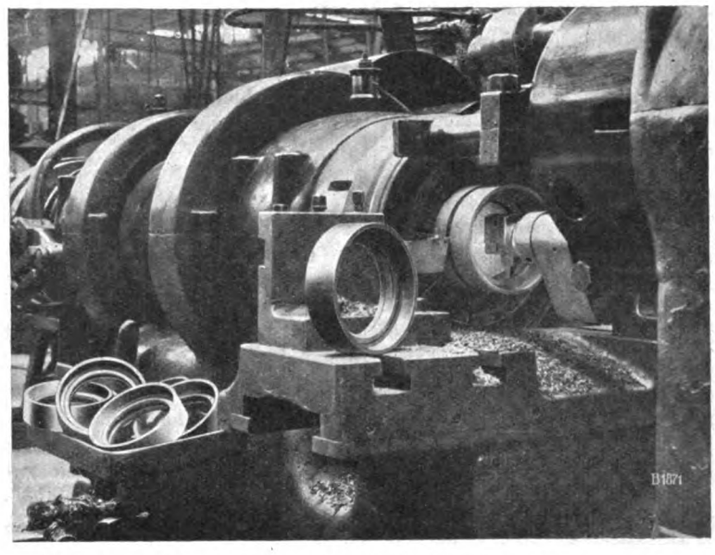


Fig. 87. Z. A.: Die Lentz-Metallabdichtung an den Lanzschen Lokomobilen.

Die hohe Wichtigkeit einer guten Kolbenstangendichtung finden wir u. a. in einem Referat von Cario, dem inzwischen verstorbenen Direktor des „Magdeburger Revisions-Vereins", gelegentlich der Versammlung des „Internationalen Verbandes der Dampfkessel-Überwachungsvereine" zu Wiesbaden am 8. und 9. September 1908 nachdrücklichst hervorgehoben.

Cario führte hier aus:

„Die Stopfbüchsen waren Schmerzenskinder aller Kraftmaschinen, solange es solche gegeben hat. Auch heute (Anm.: im Jahre 1908) können wir noch nicht sagen, daß uns die Stopfbüchsen keine Sorgen mehr bereiteten. Noch im vorigen Monate war die Kolbenstangenstopfbüchse eines Benzin-Motors die ursächliche Veranlassung, daß ein Luftschiff von Zeppelin zugrunde ging, wodurch ein materieller Schaden von mehreren Hunderttausend Mark entstand. Unzählig viele andere Maschinenhavarien, Betriebsstörungen, Verluste und Ärgernisse sind durch die Stopfbüchsen entstanden. Andererseits ist die Zahl der Verbesserungsvorschläge außerordentlich groß gewesen, und es ist nicht leicht, von diesen das Beste herauszusuchen. Da ist es nicht auffällig, wenn sich unsere Versammlung mit der Frage nach der besten Dichtung beschäftigt, und sogar wiederholt beschäftigt."

„Es scheint nun, daß man durch die Turbinen sich wieder auf die Labyrinthdichtungen auch für Dampfmaschinen besonnen hat. Lentz war der erste, der damit zum Ziele kam; auch ist er meines Wissens noch nicht übertroffen".

Die Firma Lanz hatte bereits 1907 die Vorzüglichkeit der Lentz-Stopfbüchsen erkannt und diese bei ihren Lokomobilen eingeführt. Wenn Cario in seinem Referat weiter betont: „Die Lentzschen Dichtungsbüchsen sind sehr gut in Aufnahme gekommen und befriedigen ausnahmslos; es ist mir noch kein Fall des Mißlingens bekannt geworden", so kann heute festgestellt werden, daß von den Tausenden von Lentz-Stopfbüchsen, die mit Lanzschen Lokomobilen in Betrieb gegangen sind, noch keine die Ursache einer Störung war.

Im Gegensatz zu den durch Pressung betätigten Stopfbüchsendichtungen wird bei der Lentz-Stopfbüchse die Kolbenstange lediglich durch Abdrosselung des Dampfes in konstruktiv einfachster Weise vollkommen und dauernd abgedichtet. Wie aus Fig. 89 u. 90 ersichtlich, werden in den Stopfbüchsenkörper hintereinander eine Reihe von Kammerringen a eingelegt, deren Bohrungen die Kolbenstange mit reichlichem Spiel umschließen. Durch eine mit dem Stopfbüchsenkörper verschraubte Abschlußflansche werden diese Ringe gegeneinander zusammengehalten. Die Kammerringe sind an ihren Berührungsflächen dampfdicht. Zwischen den Kammerringen liegen die eigentlichen Dichtungsringe b, deren Bohrungen genau dem Kolbenstangendurchmesser entsprechen. Die Dichtungsseite der Ringe b und die entsprechende Auflageseite der Kammerringe nach dem Zylinderinnern zu haben dampfdicht geschliffene Flächen. Die Dichtungsringe lassen sich zwischen den Kammerringen etwas verschieben, so daß sie einem etwa ungenauen Lauf der Kolbenstange folgen können. Dadurch wird ein Klemmen oder Heißlaufen der Kolbenstangen unmöglich.

Die Wirkungsweise der Lentz-Stopfbüchse ist dann folgende: Steht das Innere des Dampfzylinders unter Druck und bewegt sich die Kolbenstange in den Zylinder hinein, also in Fig. 90 von rechts nach links, so tritt hochgespannter Dampf in den Spielraum zwischen Kolbenstange und Stopfbüchsenkörper bzw. erstem Kammerring a. Der Dampf drückt hierauf auf den ersten Dichtungsring b, der gut passend auf der Kolbenstange sitzt. Durch den Druck von links nach rechts preßt sich der erste Dichtungsring fest gegen die geschliffene Dichtungsfläche des zweiten Kammerringes. Der Dampfdruck bewirkt einen dichten Schluß, er wirkt ähnlich wie ein Rückschlagventil. Zwischen Dichtungsring und Kolbenstange schleicht etwas Dampf hindurch, da diese Flächen nicht aufeinander gepreßt

werden. Dieser Dampf sammelt sich in dem Innenraum des zweiten Kammerringes, wirbelt und kommt zur Ruhe, verursacht dann jedoch wieder einen Druck in der Kammer, der aber gegen den Anfangsdruck im Zylinder bereits stark abgedrosselt ist.

Nun wiederholt sich dasselbe oben beschriebene Spiel des Ringanpressens und Dampfabdrosselns in gleicher Weise bei dem zweiten, dritten usw. Ringpaar, bis der Dampfdruck soweit abgedrosselt ist, daß in die letzte Ringkammer nur noch ein leiser Dampfhauch (Dampfschleier) eintritt. Beim darauffolgenden Hubwechsel herrscht im Zylinder keine Hochspannung mehr. Der in den Kammerringen befindliche Dampf strömt in den Zylinder zurück, indem die Dichtungsringe b sämtlich zurückgedrückt werden. Sofort darauf werden die Dichtungsringe von der jetzt nach rechts gehenden Kolbenstange mitgeschleppt und wieder gegen die Dichtungsflächen der Kammerringe geschoben, wobei eine gegen den geringen Überdruck des Auspuffdampfes genügende Abdichtung erzielt wird.

Neben dem guten Dichthalten der Lentz-Stopfbüchse ist ihr wesentlicher Vorzug, daß sie fast keine Reibungsarbeit verursacht.

Cario berichtet in seinem angezogenen Referat über Vergleichsversuche an ein und derselben Maschine mit gewöhnlichen und mit Lentz-Stopfbüchsen. Die Summe der Widerstände verhielten sich hierbei wie 100 : 72. Cario bemerkt hierzu:

„Es betrug also die ersparte Stopfbüchsenarbeit 28% der gesamten Leerlaufsarbeit der Maschine. Die Maschine indizierte bei diesem Leerlauf 3,5 PS, also verbrauchten die Stopfbüchsen rd. 1 PS mehr als die Lentzsche Dichtungsbüchse, die wohl als reibungsfrei betrachtet werden darf".

Durch die Einführung der Lentz-Metallabdichtung an den Lanzschen Lokomobilen sind die bei den früher allgemein gebräuchlichen Packungsstopfbüchsen auftretenden Mängel, die sich beim Heißdampfbetrieb noch im verstärktem Maße geltend machten, beseitigt. Die Packung ist eben gleich gut bei Sattdampf wie bei Heißdampf zu verwenden, die Bedienung ist einfach, da keinerlei Nachstellen und Wartung erforderlich, ebenso ist die Betriebszuverlässigkeit groß, da kein Nachlassen der Dichtung möglich. Endlich darf man auch mit einer Betriebsersparnis rechnen, da infolge der nahezu unbegrenzten Haltbarkeit die Erneuerung des Packungsmaterials entfällt. Daß schließlich jede besondere Schmierung bzw. Schmiervorrichtung wegfällt, bedarf wohl kaum der Betonung.

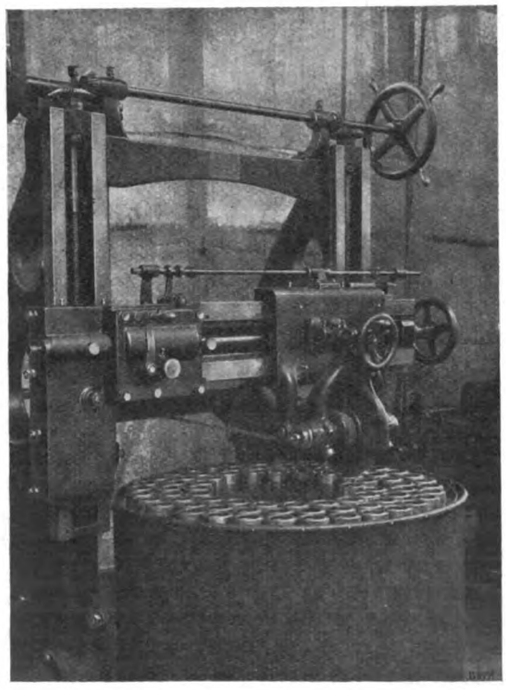


Fig. 88. Z. A.: Die Lentz-Metallabdichtung an den Lanzschen Lokomobilen.

Es ist natürlich, daß die Herstellungsweise von wesentlichen Einfluß auf die Güte der Metallabdichtung ist. Die Firma Lanz hat daher eine besondere Spezial-Fabrikation für Metallabdichtungen eingerichtet, in die die Abbildungen Fig. 87, 88 u. 91 interessante Einblicke gewähren.

Sämtliche Teile der Lentz-Abdichtungen sind aus Gußeisen hergestellt. Die Stopfbüchsenkörper werden auf Halb-Automaten bearbeitet. Die Kammerringe werden aus gußeisernen Röhren von entsprechenden Abmessungen auf automatischen Werkzeugmaschinen bearbeitet und abgeschnitten. Fig. 87 zeigt einen derartigen Automaten für Dichtungsringe. Das gußeiserne Rohr wird in die Maschine eingeführt. Revolverkopf und Seitensupport besorgen hierauf ohne jede Beihilfe eines Arbeiters das Abdrehen und Abstechen, so daß jeweilig die fertig gedrehten Ringe herunterfallen. Die Kammerringe wie auch die Dichtungsringe werden schließlich an ihren entsprechenden Dichtungsflächen auf der in Fig. 88 dargestellten elektromagnetischen Schleifmaschine geschliffen. Die

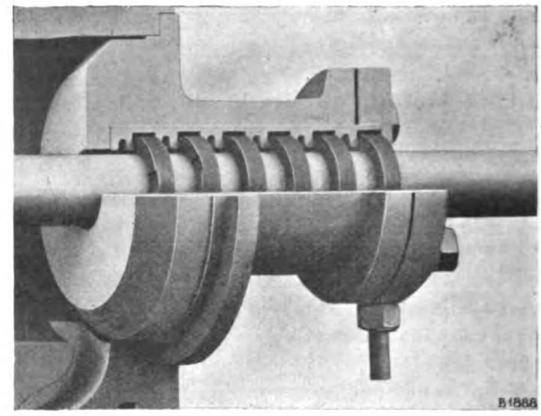


Fig. 89. Z. A.: Die Lentz-Metallabdichtung an den Lanzschen Lokomobilen.

Ringe werden kreisförmig auf den Tisch aufgelegt, durch Einschalten des elektrischen Stromes werden die Ringe durch Magnetwirkung auf dem Tisch festgehalten (angespannt) und selbsttätig in einem Gang geschliffen. So entstehen Ringe von größter Gleichmäßigkeit in den Abmessungen und der Beschaffenheit und damit sind die Grundlagen für die gute Dichtung geschaffen.

Ein Beitrag zur Wärmeausnutzung und Kohlenersparnis von industriellen Feuerungsanlagen.

Von **Franz Eisenbach**, Zivilingenieur.

(Fortsetzung und Schluß aus Heft 21.)

Um sich darüber und über die Wärmeausnutzung überhaupt klar zu werden, genügt der usuelle Verdampfungsversuch nicht, bei welchem außer dem Heizwert der Kohle alle anderen Umstände, welche die Wärmeausnutzung bei Dampfkesseln mit beeinflussen, gewöhnlich nicht zum Ausdrucke kommen. Bei der Beurteilung und Vergleichung von Verdampfungsversuchen, die an demselben Kessel oder an verschiedenen Kesselanlagen ausgeführt werden, wird eben in den meisten Fällen der Fehler gemacht, daß nur die Endergebnisse verglichen werden, ohne genau zu prüfen und zu untersuchen, ob die in Betracht kommenden Versuche unter genau den gleichen Verhältnissen durchgeführt wurden.

Zu welchen Vorstellungen die Verdampfungsziffer als Wertmesser für Kessel führt, zeigen die nachfolgend angeführten Beispiele.

Bei einem vergleichenden Betriebsversuche zwischen einem Siederkessel von 43,5 qm Heizfläche und einem Wasserröhren-Kessel von 105 qm Heizfläche ergab sich Folgendes:

	Betriebstage	Betriebsstunden	Mittelwerte		
			Dampf		Wärmemenge pro qm Heizfläche u. Std.
			pro kg Kohle	pro qm Heizfläche	
			kg	kg	WE
Siederkessel . . .	36	387	5,391	21,03	12,900
Steinmüllerkessel .	36	387	5,318	21,217	12,997

Obwohl mit dem Siederkessel nur eine 2,29fache Verdampfung gegenüber einer 9,318fachen beim Steinmüllerkessel erzielt wurde, war die Zahl der Wärmeeinheiten die gleiche, noch nicht um 1% verschieden. Noch lehrreicher ist der Vergleich zweier Einzelversuche:

	Mittelwerte		Wärmemenge pro qm Heizfläche und Stunde
	Dampf		
	pro kg Kohle	pro kg Heizfläch.	
	kg	kg	WE
Siederkessel	5,631	21,65	13,332
Steinmüllerkessel	9,427	21,76	13,291

Die Verdampfung sowohl pro kg Kohle wie pro qm Heizfläche ist hier beim Wasserröhren-Kessel größer, dagegen die pro qm Heizfläche in den Kessel eingedrungene Wärmemenge kleiner. Ein Vergleich zweier anderer Versuche zeigt ebenfalls, daß die Verdampfungsziffer pro kg Kohle leicht trügen kann. Die Versuche fanden an der Kesselanlage der Technischen Hochschule zu Aachen unter Leitung des Prof. Pinzker statt.

Heizfläche	Rostfläche	Brennstoffmenge	Verdampfte Wassermenge	Netto-Verdampfung auf 1 kg Kohle	Dampfmenge pro qm Heizfläche	Brennstoffmenge pro qm Heizfläch.	Wärmemenge auf 1 qm Heizfläch.
kg/qm	pm	kg/Stde.	kg/Stde.	kg	kg	kg	WE
65,21	1,612	162,2	1234	8,06	18,81	100,6	11,928
65,21	1,341	136,4	1235	9,60	18,82	101,5	11,988

Obwohl also im zweiten Falle die Netto-Verdampfung um rund 20% günstiger war, ist die in den Kessel eingedrungene Wärmemenge die gleiche. Noch weniger zutreffend ist die Verdampfungsziffer für die Bewertung der Kessel, wenn der Wassergehalt des Dampfes größer wird oder mit dem Kessel ein Überhitzer verbunden ist. So berichtet z. B. die Dampfkessel- und Versicherungsgesellschaft in Wien über einen ausgeführten Heizversuch an einem Wasserrohrkessel, bei dem eine Verdampfung von nicht weniger als 43,8 kg/qm erreicht wurde. Der Kessel ist bei 16,8 qm Heizfläche mit einem Überhitzer von 19 qm verbunden gewesen, in welchem also ein großer Teil des mitgerissenen Wassers verdampft wurde. Es ist daher die wirkliche Leistung des Kessels bzw. sein Wirkungsgrad aus diesem allein nicht erkenntlich. Wie verschiedene Zahlen aus solchen Verdampfungsversuchen hervorgehen, zeigen am schlagendsten die Ergebnisse, die bei einem Wettheizen im Frankfurter städtischen Schlachthause erhalten wurden. Mit 1 kg Kohle nach Abzug der Rückstände wurden von 23 Heizern folgende Wassergewichte verdampft: 6,96, 6,32, 6,37, 7,15, 7,08, 6,51, 7,06, 6,80, 7,36, 6,39, 6,44, 6,64, 6,28, 6,59, 5,89, 7,37, 6,58, 7,31, 6,63, 6,86, 6,65, 6,76 kg, also zwischen der höchsten und niedrigsten Leistung ein Unterschied von 25% und an solchem Wettheizen nehmen doch meist nur geübte Heizer teil. Die einzigen, bis jetzt im großen ausgeführten vollständigen Heizversuche sind in München gemacht worden. Sie können als wirkliche Heizwertbestimmungen gelten, ganz so, wie sie im Kalorimeter im kleinen ausgeführt werden.

So sehr man auch in jüngster Zeit bestrebt ist, die Bedienung der Feuerung von den Bedienungsorganen unabhängig zu machen, so stehen diesen Bemühungen doch mancherlei Schwierigkeiten entgegen. Einmal lassen sich derartige automatische Einrichtungen, wie sie hier gedacht sind, aus verschiedenen Umständen weitaus nicht bei allen Anlagen treffen, das anderemal bedürfen auch sie einer öfteren Nachhilfe von Hand, damit die Verbrennung nicht eine unvollkommene wird. Umsomehr wird dies naturgemäß bei jenen Einrichtungen der Fall sein, deren Bedienung vollkommen von Hand erfolgt, bei denen also der Geschicklichkeit und dem guten Willen des Heizpersonals alles anheim gegeben ist. So gut auch die getroffenen Feuerungseinrichtungen sein mögen, immer wird sich das Bedürfnis nach Apparaten herausstellen, die in vollständig selbsttätiger Weise auf die Vorgänge bei der Verbrennung und Dampfentnahme reagieren bzw. die Veränderung im Feuer- und Kesselraume anzeigen. Der Heizer ist dann durch die selbsttätig erfolgenden Abgaben des Apparates jederzeit in der Lage, die Vorgänge der Feuerung und im Kessel selbst zu verfolgen, um die entsprechenden Vorkehrungen zu treffen, damit eine bestmögliche Brennstoffausnutzung erreicht wird.

Einen nicht zu unterschätzenden Einfluß auf die Wärmeausnutzung und Kohlenersparnis hat auch eine zweite Art der Zugerzeugung — der künstliche Zug. Es ist bereits darauf hingewiesen worden, daß ein Überschuß an Luft auf die Kohlenverbrennung dahin wirkt, daß er die Verbrennungstemperatur der Feuerung erniedrigt, während das relative Gewicht der Verbrennungsprodukte und auch die Temperatur der entweichenden Gase größer wird, und zwar um so größer, je größer der Überschuß der Luftzufuhr ist. Hieraus folgt weiter die Tatsache, daß ein wirtschaftlicher Betrieb von großen Mengen Brennstoff pro qm Rostfläche gesichert werden kann, wenn ein richtiges Verhältnis zur Rostfläche gewählt ist. Große Brennstoffmengen pro Einheit der Rostfläche erfordern natürlich höhere Kohlenschichten, die wiederum einen kräftigen Zug verlangen, um den größeren Widerstand zu überwinden. Diese Bedingung kann nun durch einen Ventilator leicht erzielt werden, welcher unter normalen Bedingungen eine Zugstärke erzeugt, die diejenige eines gewöhnlichen Schornsteins übersteigt. Außerdem ist der künstliche Zug unabhängig vom Wetter und kann den Anforderungen des Kesselfeuers stets angepaßt werden; eine Veränderung der Ventilatorgeschwindigkeit ändert die eingesogene Luftmenge, wie auch die Intensität des Zuges.

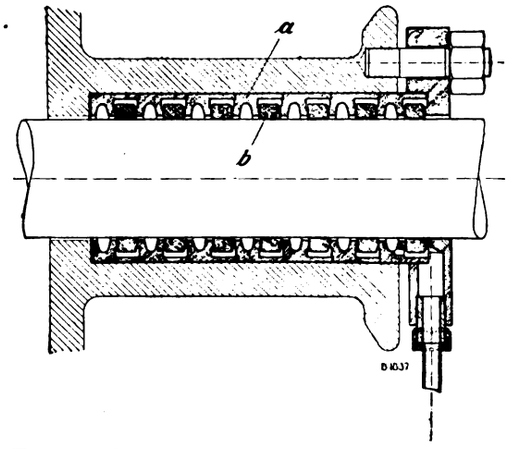


Fig. 90. Z. A.: Die Lentz-Metallabdichtung an den Lanzschen Lokomobilen.

Der Wärmeverlust durch die entweichenden Gase, der bei Anwendung von Schornsteinen zur Zugerzeugung unvermeidlich ist, und der zwischen 15 und 30% variiert, ist bei künstlicher Zugerzeugung bedeutend geringer und soll dem natürlichen Zuge gegenüber eine Brennstoffersparnis bis 20% aufweisen. Der Ventilator kann zur Erzeugung künstlichen Zuges sowohl nach der Druck- wie nach der Saugmethode angewendet werden. Bei stationären Anlagen ist es vornehmlich die erstere, die als Unterwindfeuerung für minderwertige Feinkohlen seit Jahren Anwendung findet. Auch automatische Beschickungseinrichtungen sind vielfach mit Unterwindgebläse eingerichtet.

Auch dort, wo die Verhältnisse die Errichtung eines hohen Schornsteins nicht gestatten, z. B. bei Dampfschiffen, den gewöhnlich unter dem Dach liegenden Kesselanlagen von Warenhäusern, hat sich das Bedürfnis nach Mitteln zur künstlichen Erzeugung des für den Betrieb der Feuerungsanlage ausreichenden, häufig recht wechselnden Zuges fühlbar gemacht. Gegenüber dem Verfahren, Luft von etwas höherem Drucke unter den Rost einzuführen, also den Anlagen mit Druckzug, sind die Anlagen, bei welchen die Rauchgase künstlich abgesaugt werden, also die Anlagen mit Saugzug, neueren Datums.

Der naheliegende Gedanke, in den letzten Rauchkanal einen Ventilator einzubauen, welcher die Feuergase aus den Zügen der Kesseleinmauerung absaugt und in den Schornstein fortdrückt, ist wohl schon seit längerer Zeit ausgeführt worden. Er hat aber den Nachteil, daß die Ventilatoren den Einwirkungen der heißen, ob schweflige Säure enthaltenden Rauchgasen ausgesetzt sind und daher nach kurzer Zeit ersetzt werden müssen. Diesen Nachteil beseitigen die von Schwabach, Dr. Cruse, Gebr. Wolf usw. herrührenden Anordnungen, die auch praktisch mit Erfolg verwertet werden. Neben einer größeren Ersparnis an Erzeugungskosten wird ein weiterer Vorteil durch die Verbesserung des Zuges darin geboten, daß jetzt der Frage näher getreten werden kann, zur Verfeuerung einer billigeren Kohle überzugehen. Der weitaus größte Einfluß auf eine günstige Wärmeausnutzung bei Dampfkesselanlagen wird durch Vorwärmung des Speisewassers durch die abziehenden Rauchgase bedingt.

Bei allen Kesselanlagen, einerlei welcher Konstruktion, ist der

Wärmeverlust durch die entweichenden Gase, der sog. Schornsteinverlust, der größte. Um diesen Verlust zu reduzieren, werden nun seit mehr als fünf Jahrzehnten die verschiedensten Einrichtungen in den Fuchs eingebaut. Bewährt haben sich aber nur diejenigen Vorwärmer, die unter dem allgemeinen Namen Ekonomiser bekannt sind.

Die Ersparnis an Brennmaterial durch Ekonomiser beträgt bis 20%, je nach der Temperatur der Abgase. Selbstverständlich darf die Abkühlung der Heizgase nicht weiter als bis auf 150° C. getrieben werden, sowohl mit Rücksicht auf den Schornsteinzug, als auch, um zu verhüten, daß bei schwachem Betriebe eine Kondensation der Heizgase eintritt.

In gleicher Weise vorteilhaft wirkt die durch Abdampf von Dampfmaschinen erzielbare Erwärmung des Speisewassers. Diesbezügliche Vorwärmer, Druckvorwärmer, können nicht nur bei Auspuffmaschinen, sondern auch bei Kondensations-Dampfmaschinen und zwar zwischen Zylinder und Kondensator angeordnet werden. Es kann bei letzterer Anordnung zwar keine hohe Erwärmung des Speisewassers erzielt werden, aber das Wasser ist ölfrei, so daß es direkt zum Kesselspeisen Verwendung finden kann. Die Kohlenersparnis bei Speisewasservorwärmung durch Abdampf kann, je nach der erzielbaren Temperatur, bis 12% betragen. Aus alledem ist wohl die hinlänglich bekannte Tatsache erklärlich, in welch weiten Grenzen die Wärmeausnutzung in ein und derselben Kesselanlage variieren kann.

Die Wärmeausnutzung und mit ihr die Kohlenersparnis hängt durchaus nicht von der Art des Kessels und der Feuerung allein ab, ob Innen- oder Außenfeuerung, ob Wasserrohr- oder Heizrohrkessel usw., sie hängt auch nur teilweise davon ab, ob automatische Beschickung, automatische Zugregulierung, ob künstlicher oder natürlicher Zug vorhanden ist; maßgebend ist die Betriebsweise und die Betriebsart. Ob ein Dampfkessel mit guter oder schlechter Verbrennung oder mit reinen oder unreinen Heizflächen arbeitet, ist vor allem auf die Wärmeausnutzung bzw. den Wirkungsgrad des Kessels von Einfluß.

Statische Berechnung eines Dachbinders

von 17,0 m Stützweite mit Oberlicht.

Von **C. Selme**, Oberingenieur.

Mit Zeichnungen auf Tafel 47.

Die Binderform, Doppelpolonceaubinder mit polygonalen Obergurt, welche in Fig. 3 u. 7 auf Tafel 47 mit ihren Abmessungen dargestellt ist, eignet sich besonders für Kesselhäuser. Man erreicht mit ihr bei gefälligem Aussehen eine gute Beleuchtung des Raumes. Der Binderabstand ist b = 4,5 m. Der nicht mit Drahtglas von 6 mm Stärke gedeckte Teil der Dachfläche erhält doppelte Papplage.

Der Berechnung wurden die ministeriellen Bestimmungen für die Berechnung von Hochbauten in Preußen, 31. Jan. 1910, zu Grunde gelegt.

Nach diesen beträgt das Gewicht von einem Quadratmeter 6 mm starken Drahtglases einschließlich Sprosseneisen 35 kg, das Gewicht des Doppelpappdaches einschließlich Sparren von 12/16 cm und der 2,5 cm starken Schalung 52 kg pro qm.

Die Dachneigung der Glasdeckung beträgt $\alpha = 45^0$.
Es ist daher: $\cos\alpha = \sin\alpha = 0{,}707$, $\sin^2\alpha = 0{,}5$.
Die Dachneigung des Pappdaches ist:

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{964{,}5}{4964{,}5} = \frac{1}{5{,}15}.$$

also $\angle\beta = 10^0\,59'\,40''$

$\cos\beta = 0{,}982$; $\sin\beta = 0{,}191$; $\sin^2\beta = 0{,}0364$.

Nach den bereits in früheren Berechnungsbeispielen an dieser Stelle gemachten Ausführungen ist alsdann die Belastung des Dachbinders pro Quadratmeter Grundfläche für das Glasdach:

Durch Eigenlast von Glas und Sprossen $\frac{35}{\cos\alpha} = \frac{35}{0{,}707} = \infty\ 50$ kg
Durch Eigenlast der Fetten . . . . . 15 „
Durch Eigenlast der Binder . . . . . 25 „
Durch Eigenlasten . . . . . zus. 90 kg
Durch Schneelast . . $75 \cdot \cos\alpha = 75 \cdot 0{,}707 = \infty$ 55 „

Durch Winddruck rechtwinklig zur Glasfläche

$$125 \cdot \frac{\sin^2\alpha}{\cos\alpha} = 125 \cdot \frac{0{,}5}{0{,}707} = \infty\ 90 \text{ kg}$$

für das Doppelpappdach:

Durch Eigenlast der Dachdeckung $\frac{52}{\cos\beta} = \frac{52}{0{,}982} = \infty$ 55 kg
Durch Eigenlast der Fetten . . . . . 15 „
Durch Eigenlast der Binder . . . . . 25 „
Durch Eigenlasten . . . . . zus. 95 kg
Durch Schneelast . . $75 \cdot \cos\beta = 75 \cdot 0{,}982 = \infty$ 75 „
Durch Winddruck rechtwinklig zu Dachfläche

$$125 \cdot \frac{\sin^2\beta}{\cos\beta} = 125 \cdot \frac{0{,}0364}{0{,}982} = \infty\ 5 \text{ „}$$

Knotenpunktlasten.

1. Aus Eigenlast der Dachkonstruktion.

Punkt I. $4{,}5 \cdot \frac{3{,}5355}{2} \cdot 90 = \infty$ 720 kg

Punkt II. $4{,}5 \cdot \left[\frac{3{,}5355}{4} \cdot 90 + \frac{4{,}9645}{4} \cdot 95\right] = \infty$ 890 „

Punkt III. $4{,}5 \cdot \frac{4{,}9645}{2} \cdot 95 = \infty$ 1060 „

Punkt IV. $4{,}5 \cdot \frac{4{,}9645}{2} \cdot 95 = \infty$ 1060 „

2. Aus Schneelast.

Punkt I. $4{,}5 \cdot \frac{3{,}5355}{2} \cdot 55 = \infty$ 440 kg

Punkt II. $4{,}5 \cdot \left[\frac{3{,}5355}{4} \cdot 55 + \frac{4{,}9645}{4} \cdot 75\right] = \infty$ 640 „

Punkt III. $4.5 \cdot \frac{4{,}9645}{2} \cdot 75 = \infty$ 840 „

Punkt IV. = 840 „

3. Durch Winddruck.

Punkt 0. $4{,}5 \cdot \frac{3{,}5355}{4} \cdot 90 = \infty$ 630 kg

Punkt I. $4{,}5 \cdot \frac{3{,}5355}{2} \cdot 90 = \infty$ 720 „

Punkt II. $4{,}5 \cdot \left[\frac{3{,}5355}{4} \cdot 90 + \frac{4{,}9645}{4} \cdot 5\right] = \infty$ 360 „

Punkt II senkrecht $4{,}5 \cdot \frac{4{,}9645}{4} \cdot 5 = \infty$ 30 „

Punkt III. $4{,}5 \cdot \frac{4{,}9645}{2} \cdot 5 = \infty$ 60 „

Punkt IV. $4{,}5 \cdot \frac{4{,}9645}{4} \cdot 5 = \infty$ 30 „

Die Spannkräfte werden graphisch ermittelt.

Bei der vorliegenden Binderform werden durch einseitige Schneelast in den Wandgliedern teilweise höhere Spannkräfte entstehen als bei voller Schneelast. Es ist deshalb außer für Eigenlast und volle Schneelast auch für einseitige Schneelast ein Kräfteplan zu zeichnen.

Diese Kräftepläne sind in den Fig. 8 bis 11 dargestellt. Bei Aufzeichnung des Kräfteplanes stößt man im Punkt III, in welchem fünf Stäbe vereinigt sind, auf eine Schwierigkeit. Man kann diese umgehen, indem man eine Stabspannkraft z. B. U_3 rechnerisch nach der Ritterschen Methode bestimmt. Legt man den Schnitt a—b, so ist für den linken Trägerteil und den Punkt IV als Drehpunkt:

$3200 \cdot 850 - 720 \cdot 673 - 890 \cdot 496{,}5 - 1060 \cdot 248 - U_3 \cdot 350 = 0$

und $U_3 = \infty + 4370$ kg.

Trägt man diese Länge im entsprechenden Maßstab im Kräfteplan ab, so läßt sich zunächst für Punkt IV und dann für Punkt III und die übrigen das Kräftepolygon zeichnen.

Man kann auch die in Fig. 11 dargestellte Hilfskonstruktion benutzen. Nachdem man für die Punkte 0, I und II die Kräftepolygone eingezeichnet hat, zeichnet man zunächst die Kräftepolygone der Punkte V und VI. Dabei denkt man sich zunächst die Spannkräfte O'_3 und O'_4 sowie D'_3 und D'_4 zu je einer Kraft vereinigt. Man findet alsdann die Spannkraft D'_2 in dem punktierten Dreieck und kann damit, wie aus Fig. 11 deutlich hervorgeht, das Kräftepolygon für Punkt III zeichnen, denn die Parallele durch den Endpunkt von D'_2 zu O'_3 bestimmt die Größe von V'_2.

Bei den in Fig. 9 bis 12 und 15 bis 17 dargestellten Kräfteplänen läßt sich obige Schwierigkeit dadurch umgehen, daß man mit dem Zeichnen des Kräfteplans für den unbelasteten Trägerteil beginnt, in welchem die Spannkräfte der Stäbe V_1—V_3 — D_1 und D_2 gleich Null sind.

Zu den Kräfteplänen aus Winddruck vom beweglichen und vom festen Auflager aus ist die Bestimmung der Auflagerreaktionen erforderlich. Wir vereinigen zunächst die äußeren Windkräfte zu einer Resultanten W_l bezw. W_r. Zu diesem Zweck sind in Fig. 16 die Kräfte ihrer Größe und Richtung nach in der richtigen Reihenfolge aufgetragen und ihre Endpunkte zur Resultanten W_l verbunden. Von dem Punkt P als Pol sind nach ihren Endpunkten die Strahlen 0 bis VI gezogen. In Fig. 15 ist das zugehörige Seilpolygon gezeichnet. Durch einen beliebigen Punkt der Kraft w_1 ziehen wir Parallele zu den Strahlen 0 und I, durch den Schnittpunkt der Polygonseite I mit der nächsten Kraft w_2 eine Parallele zu dem Strahl II usw. bis schließlich durch den Schnittpunkt von Seite V mit Kraft w_6 die Parallele zu Strahl VI.

Die Parallelen zu den Strahlen 0 und VI schneiden sich im Punkt Q, durch welchen die Resultante gehen muß. Da ihre Richtung bereits in Fig. 16 u. 17 ermittelt ist, lassen sich jetzt auch, wie schon in einer früheren Nummer bei Berechnung eines englischen Dachbinders*) gezeigt, die Auflagerreaktionen A und B leicht finden, sowie die vollständigen Kräftepläne aufzeichnen.

Die aus den Kräfteplänen abgemessenen Spannkräfte sind in nebenstehender Tabelle zusammengestellt und zu Maximalspannungen vereinigt.

Die Tabelle enthält auch die gewählten Stabprofile, ihre Beanspruchung und Knicksicherheit. Die konstruktive Ausbildung des Binders zeigen Fig. 3 und die Detailskizzen.

Die Fetten.

Die Fetten werden als Träger auf zwei Stützen mit gleichmäßig verteilter Belastung berechnet, deren größtes Biegungsmoment in Trägermitte bekanntlich: $M = \frac{p \cdot b^2}{8}$ ist.

Die Fetten des Pappdaches erhalten eine Belastung durch Eigengewicht und Schnee von:

$$95 + 75 = 170 \text{ kg pro qm Grundfläche}$$

oder: $$p = 170 \cdot \frac{4{,}9645}{2} = 422 \text{ kg pro lfd. m}$$

Da die Fetten senkrecht zur Dachfläche stehen, so ist diese Belastung zu zerlegen in zwei Komponenten, rechtwinklig und parallel zur Dachfläche, nämlich:

$$p_a = 422 \cdot \cos\beta = 422 \cdot 0{,}982 = \sim 415 \text{ kg}$$
$$p_b = 422 \cdot \sin\beta = 422 \cdot 0{,}191 = \sim 81 \text{ „}$$

Der Winddruck beträgt rechtwinklig zur Dachfläche und pro lfd. m Fette: $$w_a = 5 \cdot \frac{150}{125} \cdot \frac{4{,}9645}{2} = \sim 15 \text{ kg}$$

bei einem Winddruck von 150 kg pro qm.

Es entstehen dann folgende größte Biegungsmomente:

$$M_a = \frac{(415 + 15) \cdot 4{,}50^2}{8} = 1089{,}0 \text{ m/kg} = 108900 \text{ kg/cm}.$$

$$M_b = \frac{81 \cdot 4{,}50^2}{8} = 205 \text{ m/kg} = 20500 \text{ cm/kg}.$$

Gewählt I-N.P. 20 mit einer Beanspruchung:

$$k = \frac{108900}{214} + \frac{20500}{26} = 1298 \text{ kg pro qcm}.$$

Die Fetten des Glasdaches werden durch Eigengewicht und Schnee belastet mit: $$p = 145 \cdot \frac{3{,}5355}{2} = 513 \text{ kg pro lfd. m}.$$

Die Komponenten rechtwinklig und parallel zur Dachfläche sind: $$p_a = p_b = 513 \cdot 0{,}707 = 363 \text{ kg/m}.$$

Der Winddruck rechtwinklig zur Dachfläche bei 150 kg/qm ist:

$$w_a = 90 \cdot \frac{150}{125} \cdot \frac{3{,}5355}{2} = \sim 200 \text{ kg/m}.$$

Die Gesamtbelastung rechtwinklig zur Dachfläche ist:

$$p_a + w_a = 363 + 200 = 563 \text{ kg/m}.$$

Das größte Biegungsmoment:

$$M_a = \frac{563 \cdot 4{,}5^2}{8} = 1426 \text{ m/kg} = 142600 \text{ cm/kg}.$$

Gewählt 1 ⊏-N.P. 16 mit einer Beanspruchung:

$$k = \frac{142600}{116} = 1230 \text{ kg/qcm}.$$

*) Vgl. Prakt. Masch.-Konstr. 1913, Heft 1 u. 2.

Stab	Stabspannkräfte in kg aus: Eigenlast	voller Schneebelastung	einseitiger Schneebelastung	Winddruck v. beweglichen Auflager	Winddruck v. festen Auflager	Maximalspannkräfte kg	Gewähltes Profil	Nutzbarer Querschnitt qcm	Kleinstes Trägheitsmoment cm⁴	Knicklänge m	Beanspruchung in kg pro qcm	Knicksicherheit nach Euler
O_1	— 5750	— 4150	— 1250	— 1025	— 450	— 10925	2 L 80 · 80 · 8	21,4	14,4	2,5	510	4,5
O_2	— 5200	— 3850	— 1250	— 1025	— 450	— 10075	„	„	„	„	470	4,8
O'_1	— 5750	— 4150	— 2950	— 100	— 1370	— 11270	„	„	„	„	530	4,3
O'_2	— 5200	— 3850	— 2650	— 100	— 1370	— 10420	„	„	„	„	490	4,7
O_3	— 5100	— 3800	— 1220	— 720	— 450	— 9620	„	„	„	2,58	450	4,9
O_4	— 4900	— 3625	— 1220	— 720	— 450	— 9245	„	„	„	„	430	5,1
O'_3	— 5100	— 3800	— 2600	— 110	— 1060	— 9960	„	„	„	„	470	4,8
O'_4	— 4900	— 3625	— 2450	— 110	— 1060	— 9585	„	„	„	„	450	4,9
U_1	+ 4150	+ 3000	+ 875	+ 490	+ 320	+ 7640	2 L 60 · 40 · 7	10,3	—	—	740	—
U_2	+ 3650	+ 2700	+ 875	— 160	+ 320	+ 6670	„	„	—	—	650	—
U'_1	+ 4150	+ 3000	+ 2125	— 980	+ 1790	+ 8940	„	„	—	—	870	—
U'_2	+ 3650	+ 2700	+ 1825	— 980	+ 1140	+ 7490	„	„	—	—	730	—
U_3	+ 4375	+ 3275	+ 1650	— 690	+ 620	+ 8270	„	„	—	—	800	—
V_1	— 510	— 310	0	— 720	0	— 1540	2 L 45 · 45 · 5	7,3	15,7	1,67	210	7,7
V'_1	— 510	— 310	— 300	0	— 720	— 1540	„	„	„	„	210	7,7
V_2	+ 1125	+ 850	+ 725	— 420	+ 270	+ 2245	„	„	—	—	310	—
V'_2	+ 1125	+ 850	+ 150	+ 60	— 200	+ 2035	„	„	—	—	280	—
V_3	— 1050	— 820	0	— 60	0	— 1930	„	„	15,7	1,71	265	5,9
V'_3	— 1050	— 820	— 820	0	— 60	— 1930	„	„	„	„	265	5,9
D_1	+ 500	+ 300	0	+ 650	0	+ 1450	„	„	—	—	200	—
D'_1	+ 500	+ 300	+ 275	0	+ 650	+ 1450	„	„	—	—	200	—
D_2	+ 975	+ 725	0	+ 50	0	+ 1750	„	„	—	—	240	—
D'_2	+ 975	+ 725	+ 725	0	+ 50	+ 1750	„	„	—	—	240	—
D_3	— 350	— 275	— 620	+ 460	— 250	— 1220	2 L 55 · 55 · 6	11,06	93,5	4,95	110	6,75
D'_3	— 350	— 275	+ 300	— 340	+ 550	+ 500	„	„	34,6	1,9	45	—
D_4	+ 550	+ 425	— 620	+ 510	— 250	— 200	„	„	„	3,05	20	35,9
D'_4	+ 550	+ 425	+ 1050	— 340	+ 620	+ 2210	„	„	„	„	200	—

Eine Biegungsbeanspruchung dieser [-Eisen parallel zur Dachfläche soll dadurch verhindert werden, daß die Stabmitte der drei [-Eisen durch einen Vertikalstab verbunden werden und daß die Stabmitte des unteren [-Eisens durch Zugstreben an den Auflagerpunkten des mittleren [-Eisens aufgehängt wird. Für die geringer beanspruchten Fetten sind dieselben Profile gewählt wie für die höchst beanspruchten.

Erwärmt das Wasser für Kesselspeisung und Fabrikationsbedarf!

(Fortsetzung aus Heft 21.)

Ein guter Wassererwärmer muß, wenn er rationell arbeiten soll, ganz bestimmten Konstruktionsregeln genügen:

Das zu erwärmende Wasser muß durch die Rohre fließen, damit sich das Innere der Rohre durch einfaches Durchziehen leicht reinigen läßt. Meist ist die Wassergeschwindigkeit so groß, daß ein Anhaften von festen Bestandteilen nicht möglich ist. Das Wasser muß ferner in so feine Strahlen zerlegt werden, daß eine möglichst gleichmäßige Erwärmung bis auf den Kern der in jedem der einzelnen Rohre fließenden Wassermenge eintritt. Ferner muß bei einem guten Erwärmer das Röhrenbündel im Mantel verschiebbar gelagert sein, und zwar deshalb, weil sich das Röhrenbündel mehr ausdehnt als der Mantel, entsprechend der Temperaturdifferenz zwischen Wasser und Dampf, sowie auch auf Grund der Verschiedenheit der Materialien, aus denen die einzelnen Teile gefertigt sind.

Ebenso ist darauf zu achten, daß das Röhrenbündel ausziehbar ist, was die Reinigung desselben natürlich sehr erleichtert.

Die Bauart des ganzen Wasser-Erwärmungsapparates muß einfach sein und ein leichtes und bequemes Einschalten in die Abdampfleitung sowohl bei Auspuff-, als auch bei Kondensationsmaschinen gestatten, was ebenfalls von großer Wichtigkeit ist.

Manche ältere Konstruktionen bestehender Apparate haben bestimmte, in der Praxis sehr fühlbare Mängel und Nachteile. So sind z. B. Wassererwärmer nach Art der zusammengenieteten Siederohrkessel zu vermeiden, weil die Rohre, welche ihres großen Durchmessers wegen nur eine unvollkommene Wärmeübertragung vermitteln, unter Umständen leicht aus den Böden herausgedrückt werden können. Diese Arten von Wassererwärmern erreichen außerdem wegen ihrer geringwertigen Heizfläche eine sehr bedeutende Größe, nehmen infolgedessen sehr viel Raum in Anspruch und verunzieren außerdem das Kessel- oder Maschinenhaus. Ferner ist bei ausziehbaren Wasser-Erwärmerbündeln die Lagerung des verschiebbaren Endes in Stopfbüchsen, welche bekanntlich leicht festbrennen und nur unter Anwendung von Hammer und Meißel wieder gangbar gemacht werden können, zu verwerfen. Desgleichen werden bei diesen Erwärmern die Gleitflächen selten richtig dicht halten, weil sich der Mantel und der Rohrboden verschieden unter der Hitzeeinwirkung ausdehnen.

Ebenso sind gekrümmte Rohre zu vermeiden, weil dieselben wegen des bei Reparaturen schwierigen Einziehens von Ersatzrohren fast niemals absolut dicht zu bekommen sind, nicht minder ist das Einziehen selbst solcher gekrümmter Rohre sehr umständlich und zeitraubend. Auch sind die Ersatzrohre selten in genau derselben Krümmung zu erhalten, als es die ursprünglichen waren, was das Einziehen u. dgl. ebenfalls sehr erschwert.

Alle diese Nachteile dürfen dem modernen Erwärmer nicht anhaften. Weitere Verbreitung hat infolgedessen der sogenannte Reformgegenstrom-Wassererwärmer der „Reform“ G. m. b. H. in Görlitz gefunden. Bei diesem ist das zum Zwecke möglichst hohen Wärmedurchgangs aus dünnwandigen Metallrohren zusammengesetzte Röhrenbündel, je nach der Größe der Heizfläche aus einer großen Anzahl von Rohren geringen Durchmessers bestehend, ausziehbar und frei beweglich in einem gußeisernen oder schmiedeeisernen Mantel gelagert; dieser trägt die Stutzen für Dampfein- und Austritt, deren Lage und Durchmesser zueinander sich nach der vorhandenen Dampfleitung richtet und dieser angepaßt wird.

Ein Stutzen an der tiefsten Stelle des Mantels gestattet die Abführung des Kondenswassers bei Auspuffmaschinen sowohl, als auch bei Kondensationsmaschinen.

Die nachgiebige Verbindung des einen Endes vom Röhrenbündel mit dem Mantel ist eine sicher abdichtende und beruht in ihrer Konstruktion und Dichtungsleistung in einer aus besonders geeignetem Metall gefertigten und gut abgefederten Verbindungsplatte. Die andere Seite des Röhrenbündels ist hingegen mit dem Mantel fest verschraubt. Der Mantel wird an beiden Enden durch starke gußeiserne Deckel für den Wasseranschluß abgeschlossen. Die Stutzen für den Anschluß der Wasserleitung können in ihrer Lage beliebig gewählt werden.

Der Einbau der Reform-Gegenstromerwärmer geschieht derart, daß sich das Bündel ausziehen läßt. ohne daß man den Mantel aus der Dampfrohrleitung entfernen müßte. Die Dichtungsstellen des Erwärmers bedürfen, wenn dieser einmal zusammengestellt ist, keiner Wartung.

Die Reform-Gegenstromerwärmer werden dem jeweiligen Fabrikationsverfahren stets angepaßt. Wird z. B. die Abdampfwärmeausnützung zuerst noch derart installiert, daß man in einer Fabrik, welche ihre Erzeugnisse trocknen muß, wo also eine Lufterhitzeranlage arbeitet, den Wassererwärmer unmittelbar an den Dampfaustrittsstutzen des Lufterhitzers anschließt, so ist die Ausnutzung der Abdampfwärme in diesem Falle eine besonders rationelle. Es gibt z. B. unter anderem eine Anlage, mittels welcher in einer Pappenfabrik durch Ausnützung der Abwärme einer 100 PS-Heißdampf-Kondensationsmaschine kostenlos heiße Frischluft erzeugt wird; diese speist mehrere Trockenkanäle, in denen die in Bogenform naß aufgehängten Pappentafeln mittels dieser durch den Lufterhitzer kostenlos erwärmten Frischluft getrocknet werden.

Fig. 91. Z. A.: Die Lentz-Metallabdichtung an den Lanzschen Lokomobilen.

In anderen Fällen würde sich jene heiße Luft auch ganz gut für Heizungs- und Entnebelungszwecke in industriellen Anlagen eignen. Auch hier ist der Wasserwärmer an den Lufterhitzer angeschlossen, der Abdampf wird also hier doppelt ausgenützt. Der Wassererwärmer schickt sein heißes Wasser auf eine Pappenmaschine, nach den Kochern und zu Waschzwecken einesteils, anderseits dient es mit zur Kesselspeisung.

Ein zweiter Gegenstrom-Wassererwärmer dient zur Erwärmung von stündlich 24 000 l Fabrikationswasser unter teilweiser Ausnutzung der Abwärme einer ca. 500 PS-Kondensations-Dampfmaschine. Ebenso sind schon größere sog. Zentralwasser-Erwärmungsanlagen in neuester Zeit aufgestellt worden. Es werden darin mit zwei hintereinander geschalteten Apparaten kleinerer Abmessungen ca. 17 000 l Kesselspeisewasser pro Stunde geleistet. Die Einrichtung dient zur Speisung von elf Kesseln, von denen fünf mit 8 at. und sechs mit 10 at. Überdruck arbeiten. Eine Riemenpumpe entnimmt das erforderliche Wasser einem Wasserreiniger und drückt es durch die Wassererwärmer in eine Hauptverteilungsleitung, welche mit einem Sicherheitsventil gegen zu hohes Steigen des Druckes versehen ist. Das Hauptverteilungsrohr führt über sämtliche Heizerstände. Jeder der Kessel hat eine Zuführungsleitung mit einem Asperrventil versehen. So hat es der Heizer sehr bequem, sich mit Hilfe dieses Ventils den jeweilgen Wasserbedarf zu schaffen. Etwa zu viel gefördertes Wasser fließt durch das Sicherheitsventil dem Wasserreiniger wieder zu, beschreibt also ständig einen Kreislauf, so daß hierbei keine Wärme oder Wasser verloren gehen kann. (Fortsetzung folgt.)

Dezember 1913.

Moderne Dampferzeuger und Armaturen

Branchen-Ausgabe I des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur".

Schriftleitung: Ingenieur F. Wilcke, Leipzig.

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Selbsttätiger Sicherheits-Speiseapparat für Niederdruck-Dampfkessel.

Mit Abbildungen, Fig. 92 u. 93.

Zusammenfassung. Beschrieben ist ein selbsttätiger Sicherheits-Speiseapparat für Niederdruck-Dampfkessel, wie solche bei Sammelheizungen angewendet werden. Der Apparat erhält den Wasserstand im Kessel durchaus selbsttätig auf derselben Höhe, ohne daß dabei Hebel, Schwimmer und verdeckte Teile zur Anwendung kämen. Die Bedienung ist einfach.

Nahezu jede Firma, die Zentralheizungen baut, hat ihr eigenes Kesselsystem und für dieses auch einen entsprechenden Sicherheitsapparat. Leider aber sind diese Apparate in der Hauptsache Feuerungsregler, nicht aber Speise-Automaten. Und doch spielt gerade der Speise-Automat für derartige Kesselanlagen eine hervorragende Rolle; ihm wird, das ist Tatsache, noch viel zu wenig Aufmerksamkeit zugewendet. Man begnügt sich gewöhnlich mit den allgemein bekannten Rücklaufeinrichtungen, über deren Unvollkommenheit sich jeder Sachverständige klar sein wird.

Der durch Fig. 92 und 93 veranschaulichte Apparat regelt demgegenüber den Wasserstand im Niederdruck-Dampfkessel selbsttätig; er ist dazu so hoch einzubauen, daß bei dem für die Anlage vorgesehenen Höchstdruck kein Wasser in die Rohrschleife a und den Fülltrichter b gelangen kann. Bei e befindet sich das Speiseventil, das mit einem ½zölligen Gewindeanschluß für die Kaltwasserleitung versehen ist.

Die Wirkungsweise des, nebenbei bemerkt, unter Gebrauchsmuster stehenden Apparates ist folgende:

Sinkt das Wasser im Kessel unter den niedrigsten Wasserstand, so strömt Dampf durch das Rohr c und die Rohrschenkel a in den Heizraum. Dabei dehnen sich die beiden Rohrschenkel infolge der Erwärmung nach den Seiten zu aus und öffnen das Speiseventil. Jetzt kann das Wasser in den Behälter g eintreten und wird durch den Überlauf und die Kondensleitung dem Kessel zugeführt. Wenn dann nach einiger Zeit der Wasserstand im Kessel wieder bis zum Rohr c gestiegen ist, so wird dem Dampf das fernere Entweichen zur Unmöglichkeit gemacht. Währenddessen wird nämlich die Rohrschleife, weil durch die Öffnung h Wasser zufließt, abgekühlt und schießt das Ventil e wieder.

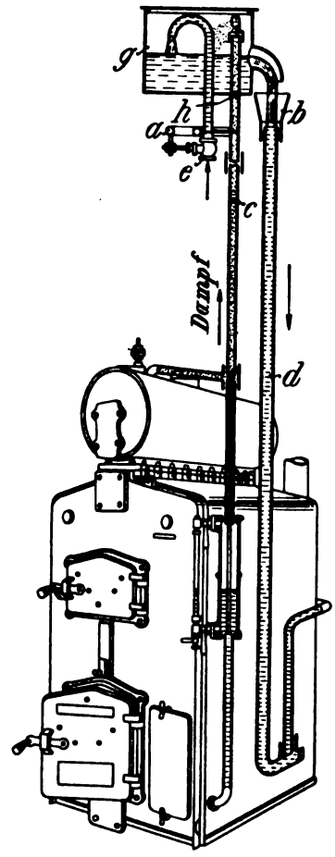


Fig. 92. Z. A.: Selbsttätiger Sicherheits-Speiseapparat für Niederdruck-Dampfkessel.

Der Wert dieses von Heinrich Cordes in Cöln in die Praxis eingeführten Speiseapparates ist augenscheinlich darin zu finden daß er weder Hebel noch Schwimmer, noch versteckt liegende Teile hat, infolgedessen also zuverlässig arbeiten muß. Damit würden gleichzeitig Schäden in den Heizkesseln, wie sie ja das Ausglühen von deren Wandungen infolge Wassermangels mit sich bringen, ausgeschlossen sein. Ebenso würde so der Betriebsdruck der Anlage erhöht und die Bedienung vereinfacht werden.

Die Speiseleitung ist vom Kessel resp. der Kondensleitung durch eine Schleife getrennt; diese verhütet, daß siedendes Wasser in die Leitung d eintritt. Mit c ist in Fig. 92 das Eintauchrohr bezeichnet, das einerseits mit dem Behälter g, andererseits mit dem Dampfsammler und weiterhin auch mit dem Kessel selbst verbunden ist.

In Fig. 92 erscheint das Eintauchrohr nach unten auf $^3/_8$" verjüngt; man kann jedoch statt des $^3/_8$" auch ein Rohr von $^3/_4$" wählen, ohne daß der Apparat schlechter arbeiten würde.

Erwärmt das Wasser für Kesselspeisung und Fabrikationsbedarf!

(Fortsetzung und Schluß aus Heft 23.)

Die Leistungsfähigkeit eines modernen Wassererwärmers ist mithin eine ganz enorme. Als Maßstab für die Leistung dürfte gelten, daß der Erbauer z. B. des genannten Apparates bei genügender Abdampfmenge eine Erwärmung des Kesselspeisewassers bis ca. 5 ° C unter der Dampftemperatur garantiert. Als solche gilt bei Heißdampf-Auspuffmaschinen diejenige Temperatur, welche der Dampfspannung des austretenden Dampfes, und bei Heißdampf-Kondensationsmaschinen die Temperatur, welche dem im Zylinder herrschenden Vakuum entspricht. Die Nachwirkung der Überhitzung kann nicht berücksichtigt werden.

Um jene Garantie zu überbieten, wird für manche Arten von Erwärmeranlagen eine Wassertemperatur von nur 2 bis 3 ° C unter der Dampftemperatur zugesagt und dabei beispielsweise angegeben, daß bei Auspuffmaschinen der Dampf eine Temperatur von rund 99 ° C habe. Wasser verdampft aber unter dem Druck der äußeren Atmosphäre bei 100 ° C. Bei 99 ° C kann also schon kein Dampf mehr vorhanden sein. Die Austrittsspannung bei Auspuffmaschinen beträgt im Mittel 1,15 at. abs., entsprechend 0,15 at. Überdruck, am Manometer abzulesen. Bei diesem Druck beträgt die Dampftemperatur rund 103 ° C. Wenn nun Garantien für 96 bis 97 ° C höchste Wassertemperatur vorliegen, so leisten solche Apparate dennoch nicht mehr als derjenige, der zuerst beschrieben und genannt wurde, weil eben die Temperatur des Abdampfes höher als 99 ° C ist.

Zur Vorausbestimmung des zu erwartenden Nutzens diene folgendes Beispiel: Ein Zweiflammrohrkessel von 60 qm Heizfläche soll per Stunde 1200 kg Dampf von 10 at. Überdruck liefern. Gefeuert wird beste böhmische Braunkohle, welche einen Heizwert von 5500 Kalorien pro kg hat. Die gesamte Wärme von 1 kg Dampf von 10 at. Überdruck = 11 at. abs. ist 662,33 WE. Die Verdampfungsziffer, d. h. die Zahl, welche angibt, wieviel kg Dampf aus 1 kg Kohle erzeugt werden können, berechnet sich bei einer Speisewassertemperatur von t ° C aus der Formel:

$$\text{Verdampfungsziffer } x = \frac{\text{theoretischer Heizwert der Kohle} \times \text{Kesselwirkungsgrad}}{\text{Gesamtsumme des Dampfes} - \text{Speisewassertemperatur t}}$$

Soll z. B. Brunnenwasser von t ° C gespeist werden, so ist bei einem Kesselwirkungsgrade von rund 70 %:

$$x = \frac{5500 \times 0{,}70}{662{,}33 - 10} = \frac{3850}{652{,}33} = 5{,}9.$$

Es werden also von 1 kg Kohle 5,9 kg Dampf von 10 at. Überdruck erzeugt.

Bei Auspuffmaschinen stellt sich das Exempel folgendermaßen. Angenommen, das Kesselspeisewasser werde durch den Abdampf einer Auspuffmaschine, dessen Temperatur beim Eintritt in den Wassererwärmer bei 1,15 at. Gegendruck 103 ° C hat, in

einen Gegenstrom-Wassererwärmer auf t = 98 °C erwärmt. Dann beträgt die Verdampfungsziffer:

$$x = \frac{5500 \times 0{,}70}{662{,}33 - 98} = \frac{3850}{564{,}33} = 6{,}84.$$

Mit 1 kg Kohle können also in diesem Falle 6,84 kg Dampf erzeugt werden. Die Ersparnis an Brennmaterial beträgt also $\frac{6{,}84 - 5.9}{6{,}84} \times 100 = 13{,}8\,\%$ durch Vorwärmung des Kesselspeisewassers.

Bei Kondensationsmaschinen kann natürlich die Erwärmung nicht so hoch erfolgen, als bei den Auspuffmaschinen, da Abdampf unter Vakuum je nach der Höhe desselben eine weit niedrigere Temperatur als Auspuffdampf hat. Grundbedingung und Voraussetzung für die Erreichung der angegebenen Daten ist, daß der zur Verfügung stehende Abdampf stets ausreichend ist.

Arbeitet die Dampfmaschine z. B. mit einem Vakuum von 66 cm, so hat der abgehende Dampf eine Temperatur von 51 ° C. Es ist alsdann nur eine Erwärmung auf 46 ° C möglich. — Bei 46 ° C Speisewasser-Temperatur ist in diesem Falle nach obenstehendem Beispiel:

$$x = \frac{5500 \times 0{,}70}{662{,}33 - 46} = \frac{3850}{616{,}33} = 6{,}25.$$

Die Ersparnis an Brennmaterial beträgt also immer noch:

$$\frac{6{,}25 - 5{,}9}{6{,}25} \times 100 = 5{,}65\,\%.$$

Diese Ersparnisse bewirken, daß der neue Wassererwärmer sich mit der Zeit durch die Ersparnisse allein an Kohlen bezahlt macht.

Es wird Sicherheit dafür geleistet, daß durch den Einbau des Wassererwärmers der Dampfverbrauch der Dampfmaschinen, in dessen Abdampfleitung die Erwärmer eingeschaltet werden, nicht ungünstig beeinflußt wird. Dies gilt im besonderen für Maschinen mit Kondensation, bei welchen mit dem Einbau des Wassererwärmers sogar noch ein weiterer Vorteil verbunden ist. Da nämlich der Vorwärmer in seiner Eigenschaft als Oberflächen-Kondensator die Rolle eines Vorkondensators an der Maschine übernimmt und in ihm selbst schon ein mehr oder weniger großer Teil des dem eigentlichen Maschinenkondensator zuströmenden Dampfes unter Abgabe seiner Wärme an die den Erwärmer durchströmende Flüssigkeit niedergeschlagen wird, so ergibt sich, daß der Maschinenkondensator zum Niederschlagen des Dampfrestes entsprechend weniger Einspritzwasser bedarf. Die Luftpumpe hat also weniger Einspritzwasser anzusaugen, resp. Ausgußwasser herauszudrücken und braucht infolgedessen auch nicht unbedeutend weniger Kraft. Es ist dies ein Vorteil, der besonders bei größeren Maschinen und dort, wo die Einspritzwasserbeschaffung auf Schwierigkeiten stößt, nicht zu unterschätzen ist.

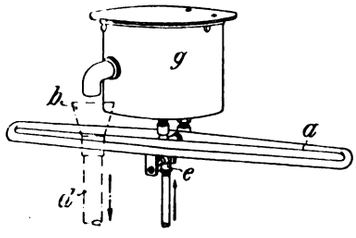


Fig. 93. Z. A.: Selbsttätiger Sicherheits-Speiseapparat für Niederdruck-Dampfkessel.

In solchen Fällen, wo für das verlangte zu erwärmende Wasserquantum oder für die verlangte Temperatur derselben der vorhandene Abdampf bei Kondensations- sowohl, als auch Auspuffmaschinen nicht ausreichend ist, sucht man dies durch Ausnützung der Rauchgase der Kesselanlage zu erreichen, indem man zu diesem Zweck Ekonomiser einbaut.

Bekanntlich wird bei jeder Kesselanlage nur ein geringer Teil der durch Verbrennung der Kohle erzeugten Wärme ausgenutzt, und entweicht ein sehr großer Teil derselben mit den Rauchgasen ins Freie. Dieser Wärmeverlust ist um so größer, je höher die Beanspruchung der Kesselanlage ist.

Der Ekonomiser hat nun den Zweck, den Rauchgasen die Wärme zu entziehen und nochmals nutzbar zu machen. Die Ekonomiser finden bekanntlich die meiste Anwendung zur Erwärmung von Kesselspeisewasser und von Fabrikationswasser. Des meist hohen Druckes wegen ist zum Einbau solcher Apparate Schmiedeeisen das empfehlenswerteste Material, doch kann man auch gußeiserne Apparate verwenden.

Hauptbedingung einer brauchbaren Ekonomiser-Anlage und Bauart ist, daß eine Reinigung von Ruß und Flugasche keine Schwierigkeiten bereitet, daß die Dichtungsstellen außerhalb des Mauerwerkes liegen, so daß bei etwaigen Reparaturen die Beschädigung des Mauerwerkes auf ein Minimum beschränkt bleibt.

Ein Hauptübelstand, die Verschmutzung der Ekonomiser, ist darauf zurückzuführen, daß diese Apparate, wenn kaltes Wasser durch sie geleitet wird, leicht schwitzen, was zum Verrosten und Verschmutzen führt. Es empfiehlt sich daher, die Ekonomiser nur mit bereits vorgewärmtem Wasser zu beschicken, weil dann infolge des geringen Temperaturunterschiedes das schädliche Schwitzen vermieden wird.

Aus diesem Grunde ist bei allen derartigen Anlagen eine Kombination von Abdampfvorwärmer und Ekonomiser zu empfehlen. Man nutzt beispielsweise bei Kondensationsmaschinen zunächst die Abwärme des Dampfes aus, macht dadurch schon eine gewisse Ersparnis und drückt dieses mäßig vorgewärmte Wasser durch den Ekonomiser. Dieser wird dadurch geschützt und ist unter Einwirkung der hohen Gastemperaturen in der Lage, das Wasser noch erheblich weiter zu erwärmen, wodurch man natürlich eine ganz bedeutende Gesamtersparnis erzielt.

Die Ekonomiser sollen tunlichst ganz aus Schmiedeeisen bestehen. Man führt sie mit horizontalen oder vertikalen Röhren aus. Beide Typen besitzen eine zwangläufige Wasserführung; es ist das die modernste und bis jetzt best durchdachte Bauart. Die Wasserführung wird in den Wasserkammern durch entlastete Kappen vermittelt. Den Rohrenden gegenüber befinden sich in den Wasserkammern durch den Wasserdruck angepreßte Deckel, welche, Eisen auf Eisen dichtend, Öffnungen zum Durchziehen der ev. zu reinigenden Rohre dicht verschließen.

Es ist ein Vorzug dieser Konstruktion, daß jedes Rohr für sich ausgewechselt werden kann. Auch kommen die sonst üblichen mechanischen Kratzer nicht zur Anwendung, da die ev. Reinigung mittels Dampfluftabbläsers in vorteilhafter Weise, ohne den Betrieb zu stören, erfolgt.

Bei Schilderung der vorerwähnten neuzeitlichen Anlagen bliebe noch hinzuweisen auf solche Einrichtungen, welche verhindern, daß sich das vom Dampf mitgerissene Zylinderöl auf den die Heizfläche bildenden Röhren des Wassererwärmers niederschlägt. Dieses Öl bildet auf den Röhren einen feinen isolierenden Überzug, verhindert dadurch den energischen Wärmeübergang zwischen Dampf und Wasser usw. durch die Rohrwandungen und veranlaßt also eine Verschlechterung des Wirkungsgrades des Wassererwärmers.

Zur Vermeidung dieses Übelstandes kann man sich des Reform-Ölabscheiders der oben genannten Firma bedienen. Der Apparat hat sich in Verbindung mit einigen unumgänglichen Einrichtungen zur Entölung des Abdampfes von Auspuff- und Kondensationsmaschinen bewährt. Der Ölabscheider wird hinter den letzten Dampfzylinder, jedoch vor die in die Abdampfleitung eingebauten Apparate eingeschaltet, so daß den Vorwärmern, Kondensatoren oder den Auspuffröhren nur entölter Abdampf zuströmt.

Der Nutzen jenes Abscheiders ist ein großer. Abgesehen von dem Nutzen, den die Abdampf-Entölungseinrichtung dadurch bringt, daß ein Verschmutzen irgendwelcher, in die Abdampfleitung eingebauter Apparate und dadurch die mehr oder weniger umständliche Reinigung derselben vermieden wird, macht sich die Einrichtung meist schon sehr bald allein durch Ölersparnis bezahlt.

Der Abdampf-Entöler wird, wie schon erwähnt, in die Abdampfleitung eingebaut. Seine zahlreichen, winklig gestellten Flächen und Taschen sondern das Öl in Verbindung mit Kondenswasser aus dem Dampf aus, so daß nur gereinigter Dampf den Ölabscheider verläßt, um weiteren Verwendungsstellen desselben zugeführt zu werden. Der Ölabscheider arbeitet also gleichzeitig als ein Wasserabscheider. — Das Öl-Wassergemisch wird einem Ölseparator zugeführt, welcher Öl und Wasser automatisch voneinander trennt, so daß jedes für sich abgeführt werden kann.

Die Anordnung an der Kondensations-Dampfmaschine geschieht in folgender Weise: Um das Öl-Wassergemisch dem Ölseparator ohne Störung des Vakuums vom Ölabscheider zuführen zu können, wird ein Öl-Wasserableiter eingeschaltet. Derselbe arbeitet automatisch und zuverlässig und erfordert keinen Antrieb, wie die hier und da noch im Gebrauch befindlichen älteren Ölpumpen. Der Ölwasserableiter wird durch eine Leitung mit dem Kondensator verbunden und steht alsdann unter demselben Vakuum, wie dieser.

Das Öl-Wassergemisch wird periodisch dem Ölseparator zugeführt und dort ebenfalls automatisch in Öl und Wasser, indes gesondert für sich, getrennt, um beide Flüssigkeiten einzeln ablassen zu können.

Der Öl-Wasserableiter kann auch an einem Vakuummeter auf seine Wirkungsweise hin beobachtet werden. Das aus dem Ölseparator abzulassende Öl wird in einem der bekannten Ölreiniger von darin befindlichen Unreinigkeiten befreit und kann dann, in geeigneter Weise verdünnt, vorteilhaft zur Schmierung von Transmissionen usw. Verwendung finden. F. Z. R.

Ein neuer Hohlroststab.

Mit Abbildungen, Fig. 94 bis 96.

Zusammenfassung. Beschrieben und durch Skizzen dargestellt, ist ein neuer Hohlrost mit Wasser-Innenkühlung, dessen Stäbe sich auch dadurch kennzeichnen, daß sie aus Siemens-Martinstahl unter Zuhilfenahme des modernen Walzverfahrens und autogener Schweißung hergestellt werden.

Obgleich noch immer neue grundlegende Erfindungen auf dem Gebiete des Maschinenwesens gemacht werden, wendet man doch seit einiger Zeit auch den Einzelheiten der Maschine an sich ein erhöhtes Interesse zu. Das gilt namentlich von solchen Einzelheiten, die direkt oder indirekt geeignet sind, die Ökonomie des Betriebes, sei es durch Verbesserung der Leistung der Maschine, sei es durch Verbesserung der Maschine an sich, zu erhöhen.

Auch den jahrelang vernachlässigten Rosten der Feuerungen hat man in der letzten Zeit wieder mehr Interesse entgegengebracht. Immer weitere Kreise werden sich, wie der Verfasser dieses in seinen Werken schon verschiedentlich betont hat, darüber klar, daß nur dann an einen wirtschaftlichen Betrieb der Feuerung gedacht werden kann, wenn diese rauchfrei arbeitet, d. h. der Brennstoff bis auf das Maximum der Möglichkeit ausgenutzt wird.

Den besten Effekt erzielt man bekanntlich speziell mit dem Planrost*) dann, wenn man diesen von vorn bis hinten gleichmäßig hoch beschickt und die Bedienung in der Weise durchführt, daß die hintere Partie des Rostes nur mit hellbrennendem, die mittlere mit verkokendem und die vordere mit frisch aufgeworfenem Brennstoff bedeckt ist. Leider aber läßt sich dieses Verfahren nur mit Kohlen durchführen, die den Rost nicht verschlacken. Bereits vor 30 Jahren konstruierte infolgedessen der Ingenieur Joh. H. Mehrtens den ersten gewalzten und mit Wasser-Innenkühlung hergestellten Roststab. Trotzdem dieser Roststab einwandfrei die Überlegenheit des Hohlrostes dem „Vollrost" gegenüber bewieß, konnte er sich in der Praxis nicht auf die Dauer halten. Er blieb nicht dicht, auch fehlte ihm, wenn man so sagen soll, die Betriebssicherheit.

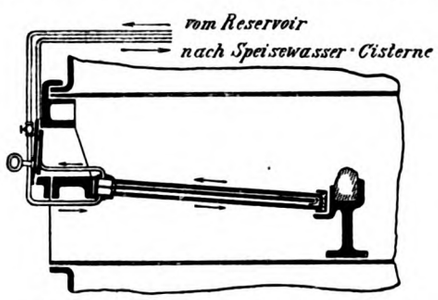


Fig. 94. Z. A.: Ein neuer Hohlroststab.

Erst der durch Fig. 94 bis 96 veranschaulichten Konstruktion des Ingenieurs Robert Grabowsky in Hannover scheinen diese Mängel nicht anzuhaften. Mit Hilfe des Walz- und autogenen Schweißverfahrens ist es gelungen, aus Siemens-Martinstahl einen wassergekühlten Hohlrost herzustellen, über dessen spezielle Ausgestaltung das Schnittbild Fig. 96 Auskunft gibt.

Der neue Hohlrost wird wie jeder gewöhnliche Planrost unabhängig im Flammrohr untergebracht und besteht aus einem System von glatten Roststäben, deren jeder im Innern zwei Kammern a, b für den Durchfluß des Wassers enthält. Die Stäbe sind am hinteren Ende auf den Feuerbrückenträger aufgelegt und mit dem vorderen Ende mit dem schmiedeeisernen Wasserkasten c, c_1 verschweißt. Letztere werden durch eine horizontale Wand in eine obere Kammer c, c_1 geteilt und nach der Feuertür zu durch eine eingeschraubte Platte verschlossen.

*) Vgl. Wilcke, „Der praktische Heizer". III. Aufl.

Das Kühlwasser tritt in die untere Kammer c ein, strömt in der Höhlung b nach hinten und kehrt an der Stelle b in der oberen Kammer um nach der Kammer c_1; aus dieser wird es durch eine Rohrleitung nach der Speisewasserzisterne geführt.

Kleine Schrauben p verschließen am hinteren Ende der Roststäbe die Kanäle a, b. Ein Ventil am Zuflußrohr erlaubt es, die Durchflußgeschwindigkeit und gleichzeitig das Durchfließen des Wassers zu regeln. Ein Thermometer am Auslaufrohr gestattet, die Temperatur des abfließenden Wassers zu jeder Zeit festzustellen.

Das zur Kühlung des Hohlrostes erforderliche Wasser wird bei Landkesseln der allgemeinen Wasserversorgung entnommen. Nach Verlassen des Rostes tritt es entweder in das Speisewasserreservoir, oder, wenn eine Wasserreinigung erforderlich ist, in einen Wasserreiniger. Bei Schiffskesseln würde man wohl am einfachsten wegkommen, wenn man das Kühlwasser direkt von Außenbord nehmen und nach dem Austritt aus dem Rost durch die Ausgüsse wieder abfließen lassen wollte. Die Deutschen Prometheus-Hohlrost-Werke G. m. b. H. in Hannover teilen uns mit, daß für den Betrieb des Rostes etwa 50% des für die Kesselspeisung erforderlichen Wassers nötig seien. Ebenso brauche man sich nicht wegen der Verstopfung des Hohlrostes zu sorgen, es sei ja einerseits die Temperatur des Kühlwassers nicht so hoch, daß sich Kesselstein bilden könne und auf der anderen Seite sei die Geschwindigkeit zu groß, als daß Schlamm sich absetzen könne. Dazu käme, daß die vorgesehenen Reinigungsöffnungen es gestatten, das Innere des Roststabes jederzeit zu reinigen.

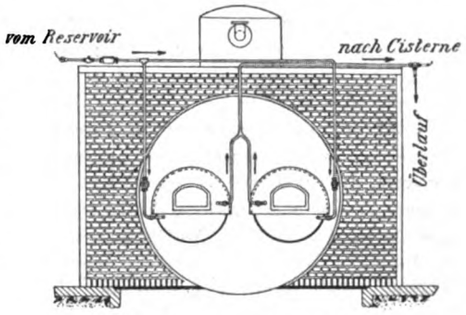


Fig. 95. Z. A.: Ein neuer Hohlroststab.

Der Ringschieber-Speise-Apparat Bauart Münckner & Comp.

und sein Wert für die Technik.

Mit Zeichnungen auf Tafel 51.

Zusammenfassung. Beschrieben und durch Zeichnungen auf einer Tafel in verschiedenen Anwendungsformen erläutert ist ein Speise-Apparat, dessen Wert hauptsächlich darin zu finden ist, daß er sich für die verschiedenartigsten Materialien verwenden läßt. Der Apparat dient hauptsächlich als Zubringer für mechanische Rostbeschickung, läßt sich aber auch mit demselben Vorteil als zwangsläufiger Speiseapparat für Elevatoren, Schnecken, Bänder und andere Transportelemente verwenden.

Auf Tafel 51 finden sich eine Anzahl Ausführungen des mechanischen Ringschieber-Speiseapparates Patent Nr. 169795, wie ihn Münckner & Comp. in Bautzen für die verschiedenartigsten Zwecke der Technik herstellen.

Eine Eigentümlichkeit dieses Apparates ist nämlich gerade darin zu finden, daß er sich sowohl zur zwangläufigen selbsttätigen Speisung von Elevatoren, Schnecken, Transportbändern und dergleichen Einrichtungen bei Kohlentransportanlagen eignet, als auch als Kohlenzubringer bei mechanischen Rostbeschickern zu gebrauchen ist.

Ehe auf die spezielle Beschreibung des Apparates eingegangen wird, sei vorausgeschickt, daß jede Maschine, die in der Industrie Verwendung findet, eines zuverlässigen Regulators bedarf, um sie möglichst von der Bedienungsmannschaft und deren Unzuverlässigkeit unabhängig zu machen. Wie man die Dampfmaschinen mit einem selbsttätigen Dampfregulator versieht, so rüstet man die Pressen und Zerkleinerungsmaschinen, wie Mahlgänge, Kugelmühlen und dergleichen mit Speiseapparaten aus. Man weiß, daß sie wirklich rationell nur bei einer gleichmäßigen Materialzufuhr arbeiten. Das Gleiche gilt von den Kohlentransportanlagen.

Die Notwendigkeit, den Betrieb billig zu gestalten, veranlaßte seinerzeit die Werke zur Einführung der mechanischen Kesselfeuerungen und Kohlentransportanlagen, um so an Bedienungs-

personal zu sparen. Die Verwendung der mechanischen Feuerungen ist heute eine so allgemeine, daß es sogar zu den Seltenheiten gehört, wenn eine Kessel-Neuanlage für Handfeuerung eingerichtet wird.

Allerdings sind die Ansprüche gegenüber denen, die man zu Anfang als man Nußkohle noch zu einem wohlfeilen Preise erhielt, an die automatischen Feuerungen stellen konnte, gestiegen. Nur Unkenntnis der Verhältnisse verschafft den ausschließlich für Nußkohle eingerichteten Feuerungssystemen heute noch einen Absatz. Zu spät erkennen dann die Abnehmer, daß sie das, was sie an Heizerpersonal sparen, an der heute teueren Nußkohle wieder zusetzen. Die automatische Feuerung hat eben heute nur eine Berechtigung, wenn sie sämtliche Kohlensorten und die Briketts gleich gut zu verarbeiten vermag.

Mit den mechanischen Feuerungen verschafften sich nun auch die Kohlentransportanlagen mehr und mehr Eingang, dienen sie doch dazu, den mechanischen Feuerungen das Brennmaterial zuzuführen. Allerdings müssen auch sie heute für den Transport von Förderkohle berechnet sein. Stellt aber dieses aus einem Gemisch aus größeren und kleineren Stücken sowie Staub bestehende Material schon während des eigentlichen Transports an die einzelnen Transportapparate, wie Schnecken, Elevatoren usw. größere Anforderungen als die gleichmäßige Nußkohle, so ist es noch viel schwieriger, ein gleichbleibend Nachrutschen aus größeren Behältern, wie Hoch- oder Tiefbunkern, zu erreichen. Während die feinkörnige Nußkohle sich ziemlich gleichmäßig abböscht, bleibt staubhaltige Förderkohle, die in der Regel luftfeucht ist, selbst auf Flächen mit sehr steilem Rutschwinkel liegen. Die einfachen Bunkerverschlüsse, also hauptsächlich der gewöhnliche Flachschieber, der im richtigen Maße geöffnet, die Nußkohle der Transportanlage gleichmäßig zulaufen läßt, genügt auf keinen Fall für Förderkohle. Bei zu geringer Öffnung desselben versetzen sie eben größeren Kohlenstücken den Auslauf und bei zu weiter Öffnung stürzt die Kohle nach und füllt die Transportapparate zu hoch an. Bei ungleichmäßiger Kohle erfordert daher der Flachschieber eine fortwährende Aufsicht.

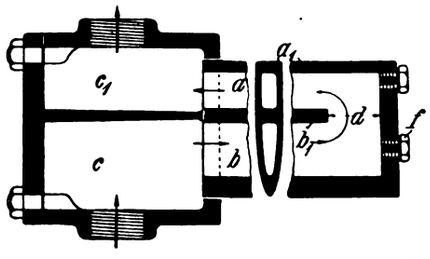


Fig. 96. Z. A.: Ein neuer Hohlroststab.

Man ist deshalb heute gezwungen, die Kohlentransportanlagen mit einem Regulator, einem Speiseapparat, zu versehen. Der Speiseapparat, der früher bei Nußkohletransportanlagen nur als besserer Ersatz für den Flachschieber diente, ist jetzt zum wichtigen, ja unerläßlichen Bestandteil der Kohlentransportanlagen geworden, so daß man den Wert derselben nach dem mit ihnen gelieferten Speiseapparat beurteilen kann. Selbstverständlich stellen gerade die mittleren und kleineren Betriebe noch mehr die Forderung an ein selbsttätiges Arbeiten der Transportanlage, als die größeren, weil es sich bei jenen in der Regel nicht um eine Verminderung der Mannschaft zum Kohlenfahren, sondern um dessen vollständigen Ersatz handelt. Die Firmen, welche Kohlentransportanlagen liefern, sind daher gezwungen, ihr Augenmerk darauf zu richten, daß die Kohle aus den Vorratsbunkern, die je nach Größe den Bedarf an Brennmaterial für Tage und Wochen fassen, vollständig automatisch in die Kohlentransportanlage gelangt. Sie müssen die Anlagen also mit sicher arbeitenden Speiseapparaten versehen.

Auf Grund dahinzielender Versuche sind nun im Laufe der Zeit eine große Anzahl solcher Speiseapparate entstanden. Ein Teil davon ist aus den eigentlichen Transportapparaten hervorgegangen, die bei geringer Länge eine besonders starke Ausführung erhielten; ein anderer wurde seit langem bereits bei Transportanlagen für andere Massengüter, besonders Erze und Getreide, benutzt und dann für Kohlentransportanlagen aptiert. Leider aber sind alle diese Apparate nicht unter Berücksichtigung der Eigenschaften der Förderkohlen konstruiert worden. Sie bewährten sich infolgedessen auch nicht, ja ein Teil kam nicht einmal über das Versuchsstadium hinaus.

Der einzige Apparat, der, soweit der Schreiber dieses unterrichtet ist, speziell für die Zuteilung von Förderkohle und Briketts konstruiert wurde, ist der Münecknersche Ringschieber-Speiseapparat D. R. P. 169795.

Bei diesem ist im tiefsten Punkte eines Kohlenbunkers ein gußeiserner Trog, z. B. a Fig. 2, 6 u. 10 auf Tafel 51 eingebaut. Auf dem Boden dieses Troges liegt der Ringschieber (b). Die Bewegung dieses Schiebers (nicht rotierend, sondern hin- und herschwingend), erfolgt durch eine stehende Welle (c) unter Vermittlung eines innerhalb des Schiebers liegenden Mitnehmers. Um eine Bewegung der auf dem Ringschieber gelagerten Kohle herbeizuführen, ist die Oberfläche des Ringschiebers mit keilförmigen Nasen versehen. Der Mitnehmer ist derart konstruiert, daß der Ringschieber sich etwas abheben kann, so daß ein Festlaufen infolge des Staubes ausgeschlossen ist. Die stehende Welle wird mittels eines Hebels (e) und einer Schubstange (f) von einer Kurbel (g) angetrieben.

Wird der Speiseapparat zum Speisen eines Elevators benutzt, so erfolgt der Antrieb direkt von der unteren Elevatorwelle aus. Soll jedoch eine Schnecke oder ein Transportband gespeist werden, so geschieht der Antrieb mittels eines Gestänges und einer Kurbel von der Schneckenwelle oder von der nächstliegenden, hierzu geeigneten Vorgelegewelle aus.

Die Regulierung der Leistung, die nur einmal bei der Inbetriebsetzung vorgenommen wird, kann durch Veränderung des Kurbelradius oder durch entsprechende Verschiebung des oberhalb des Ringschiebers angebrachten Regulierschiebers (d) geschehen. Dieser Schieber ist derart angeordnet, daß lediglich der Böschungswinkel der vor die Stirnflächen des Segments rollenden Kohle geändert wird, während der Durchgangsquerschnitt fast unverändert bleibt. Hierdurch wird erreicht, daß selbst dann, wenn der Ringschieber auf die kleinste Leistung eingestellt ist, noch Stücken von über Faustgröße gefördert werden können.

Bei Verwendung des Ringschieber-Speiseapparates hat man es in der Hand, die Transportapparate mit jeder Füllung arbeiten zu lassen. In der Regel wird diese Leistung derart eingestellt, daß Elevatorbecher mit $^2/_3$ bis $^3/_4$ Füllung und Schnecken mit nur $^1/_3$ bis $^1/_2$ Füllung arbeiten.

Ein Ansammln von Kohle im Elevatorfuß erscheint ausgeschlossen, weil die Becher die vom Speiseapparat zugeführte Kohle mit Sicherheit fortschaffen können. Auch verhindert die geringe Füllung der Elevatorbecher ein Zurückfallen von Kohlen, das bei überfüllten Bechern bekanntlich oft auftritt, fast vollkommen. Eine Folge hiervon ist, daß ein derartig gespeister Elevator nur einen geringen Kraftverbrauch und infolgedessen einen gleichmäßigen Verschleiß aufweist, da die Becher im Elevatorfuß in der Kohle nicht zu baggern brauchen.

Eine Schnecke, die nur mit $^1/_3$ bis $^1/_2$ Füllung arbeitet, und gleichmäßig beschickt wird, kann sich unter keinen Umständen verstopfen. Eine derartige Schnecke wird also vollkommen betriebssicher, und sind alle bei Schnecken sonst sehr leicht auftretenden Zufälligkeiten ausgeschaltet.

Wie aus Vorstehendem hervorgeht, ist der Ringschieber-Speiseapparat unabhängig von der Körnung und vom Feuchtigkeitsgehalt des zu transportierenden Materials. Er besitzt bewegliche Teile nur in geringer Anzahl. Der Platzbedarf ist ebenfalls ein nur geringer, wie aus den verschiedenen Abbildungen aus der Tafel zu ersehen ist. Die Troghöhe beträgt je nach der Größe und Leistung des Speiseapparates 260 bis 425 mm —.

Unter Anwendung des vorerwähnten Apparates kann man mit einfachen Mitteln große, ausgedehnte Tiefbunkeranlagen herstellen, indem man eine beliebige Anzahl Auslauftrichter mit Speiseapparaten anbringt, die Kohle durch eine Schnecke oder ein Band sammelt und dem Elevator zuführt. Es ist das von großem Vorteil, wenn die Kohle in Waggons angefahren und eine schnelle Entleerung derselben notwendig wird. In diesem Falle kann das Gleis direkt über die Bunker geführt werden.

Ebenfalls kann man bei gleichzeitiger Verwendung von mehreren Ringschieberspeiseapparaten eine Kohlenmischung verfeuern, ohne daß es erforderlich wird, die Mischung durch das Betriebspersonal vornehmen zu lassen. Die Kohlensorten, werden getrennt in die bestimmten Einwurfgruben abgeworfen. Aus diesen werden sie von den Ringschieber-Speiseapparaten gleichmäßig entnommen und der Transportanlage zugeteilt. Die Mischung vollzieht sich alsdann auf dem weiteren Transportwege selbsttätig. Das beabsichtigte

Mischungsverhältnis bleibt auf die Dauer bestehen, weil die Ringschieber-Speiseapparate in ihrer Leistungsfähigkeit zuverlässig sind.

Sollte einmal eine Änderung des Mischungsverhältnisses beabsichtigt sein, so braucht man nur die Speiseapparate für eine andere Leistung einzuregulieren. Dabei kann jedes Mischungsverhältnis erzielt werden.

Auch dort, wo, wie es beispielsweise bei automatischen Waagen mit größerer Leistung geschieht, einzelnen Transportapparaten plötzlich eine größere Kohlenmenge zugeführt wird, ist der Ring schieber-Speiseapparat am Platze.

Die in diesem Falle getroffene Anordnung ist dazu bestimmt, die der Schnecke zuzuführende Kohle, die plötzlich bei der Entleerung des Wiegegefäßes einer selbsttätigen Waage herabstürzt, allmählich zuzuteilen. Man braucht nur den Speiseapparat zwischen dem Schüttrichter, der ohnedies unter der automatischen Waage angebracht werden muß, und der Verteilungsschnecke einzuschalten. Während das Wiegegefäß sich in der für die Aufnahme neuer Kohle erforderlichen Stellung befindet, entnimmt der Ringschieber-Speiseapparat dem Schüttrichter die Kohle und teilt sie gleichmäßig der Schnecke zu. Es tritt infolgedessen keine plötzliche Überlastung der Schnecke ein.

Der Ringschieber kann in jedem Bunker eingebaut werden ohne Rücksicht auf die Schütthöhe der Kohle, da die beweglichen Teile sämtlich außerhalb der Kohle frei zugänglich angeordnet sind.

In der Praxis hat sich nun gezeigt, daß ein zuverlässiger Speiseapparat folgende Bedingungen erfüllen muß:

1. Er soll wenig Kraft beanspruchen und seine Anschaffungskosten sollen im Verhältnis zur Transportanlage nur gering sein, um die Anlage- und Betriebskosten nicht unverhältnismäßig zu vergrößern.

2. Sein Platzbedarf, besonders in der Höhe, soll möglichst gering sein, damit man nicht nötig hat, den Fassungsraum der Tiefbunker zu verkleinern. Ohnedies ist man schon durch den häufig hohen Grundwasserstand an ein bestimmtes Tiefenmaß gebunden.

3. Der Antrieb muß möglichst von einem der Transportapparate aus erfolgen, der Speiseapparat mit diesen also zwangsläufig verbunden sein, so daß beim Anhalten der Transportanlage auch gleichzeitig der Speiseapparat stillgesetzt wird, da sonst die nachgefallene Kohle beim späteren Wiederanlassen der Anlage leicht zu Betriebsstörungen Anlaß geben kann.

4. Bei der Speisung von Becherwerken ist es von Vorteil, wenn das Material nicht ununterbrochen nachströmt, sondern durch die Bewegung des Speiseapparates der Zufluß abwechselnd angestellt und unterbrochen wird, so daß die Becher, die in Zwischenräumen einander folgen, Zeit haben, die ihnen zugeführten Kohlen sofort aufzunehmen.

Bei Schnecken und Transportbändern ist diese Bedingung nicht so wichtig. Trotzdem wird durch ihre Erfüllung eine Überfüllung bezw. ein Verstopfen ausgeschlossen.

5. Der Speiseapparat soll nicht allein der Zufuhr zur Transportanlage dienen, sondern er soll auch den ihm zunächst liegenden Teil der Kohle in Bewegung halten und hierdurch ein Nachrutschen herbeiführen.

6. Er soll leicht und wenn möglich, während des Betriebes einzuregulieren sein, damit man die Kohlensorte rücksichtlich der Stückgröße und des Staub- und Feuchtigkeitsgehaltes wechseln kann. Passend einreguliert soll das der Transportanlage durch die Speiseapparate zugeführte Kohlenquantum möglichst gleichmäßig bleiben. Dieses hat besonders dann Wert, wenn man aus mehreren Kohlenbehältern verschiedene Kohlensorten gleichzeitig entnehmen muß, um sie als Mischung den Feuerungen zugeführt zu werden.

7. Die Konstruktion des Speiseapparates muß kräftig sein, damit er zufällig eintretenden großen Beanspruchungen gewachsen ist und den Druck der auf ihm lagernden Kohle aufnehmen kann.

8. Er darf ferner keine Teile besitzen, die bei großen Kohlenstücken ein Festlaufen des Apparates oder Brechen desselben herbeiführen können. Besonders muß darauf beim Rückwärts- oder Leergang Rücksicht genommen werden. Andererseits darf er aber auch keine Teile besitzen, die sich durch Festklemmen von Kohlenstücken oder Anhaften von einer feuchten Staubkruste „dicht" setzen können, was ein häufiges Reinigen, also Zeitverluste und Vergrößerung der Betriebskosten mit sich bringen würde.

9. Der Apparat darf bewegliche Teile, d. h. Wellen, Lager usw., nur in beschränkter Anzahl besitzen, da er sonst zu viel Wartung beansprucht und der Verschleiß sich besonders bei feuchter und staubhaltiger Kohle unangenehm bemerkbar machen würde.

10. Der Auslauf muß groß genug sein, um größeren Kohlenstücken den Durchgang zu ermöglichen und Ansammlungen dieser zu vermeiden. Gleichzeitig darf jedoch kleinstückige Kohle nicht nachstürzen.

11. Ein Speiseapparat für Kohle muß ferner das Transportgut schonen, das Zerdrücken, Quetschen und Zermahlen der Kohle muß vermieden werden, da der Wert derselben darunter leiden würde. Es ist dieser Punkt von besonderem Wert, wenn Briketts durch die Anlage transportiert werden sollen.

Zu den Zeichnungen auf der Tafel im besonderen wäre noch zu bemerken, daß der speziell zur Beschickung von Rosten bestimmte Apparat aus einer segmentartigen Scheibe besteht, welche im Boden des Kohlenkastens frei beweglich gelagert ist und eine hin- und herschwingende Bewegung ausführt. Alle von Kohle bedeckten Teile des Schiebers sind zentrisch um einen Mittelpunkt angeordnet, so daß bei der Bewegung desselben die Kohle nicht zusammengedrückt wird. Lediglich die über den Segmentabschnitt frei hinüberrollende Kohle wird durch die Stirnflächen des Segments nach der offenen Seite des Kohlenkastens hinausgeschoben und fällt alsdann vor die Wurfschaufel. Da die Kohle vom Schieber nicht zusammengepreßt wird, ist ein Verstopfen des Kohletrichters sowie das „Schwergehen" des Schiebers ausgeschlossen. Der Kraftverbrauch sowie die Beanspruchung des Triebes sind daher verhältnismäßig gering und gleichmäßig.

Die Ringschieber-Kohlenzuführung soll sich in der Praxis sogar für sehr staubhaltige und feuchte Gries- und Abfallkohlen bewährt haben.

Außer der Kohlenzuführung sind wichtige Teile des Apparates: die Wurfschaufel und der Antriebsmechanismus.

Die Wurfschaufel ruht in beweglichen Lagern. Dadurch wird erreicht, daß die Lagerschalen sehr lang ausgeführt werden können, ohne daß die Gefahr besteht, daß die Schaufelwelle ihren leichten Gang verliert, wenn infolge Erhitzung der Stirnwand sich die Lager verziehen. Infolge Anordnung von Doppelfedern wird der Schlag der Wurfschaufel ein kräftiger und konstanter, was von Wichtigkeit ist im Hinblick derauf, daß das geworfene Kohlenquantum sich verändert.

Der Antriebsmechanismus besteht lediglich aus Stirnzahnrädern, welche in einem gußeisernen Gehäuse staubdicht eingekapselt sind. Dieses Gehäuse ist mit einem dichtschließenden Deckel versehen, der leicht zu öffnen ist. Die Schmierung ist, so weit möglich, selbsttätig und derart angeordnet, daß auch die Zahnräder gut geschmiert laufen.

Für jeden einzelnen Rost wird ein vollständiger Apparatmechanismus verwendet, also für den Einflammrohrkessel einer, für den Zweiflammrohrkessel zwei usw.

Der Antrieb erfolgt durch Riemen-Stufenscheiben, welche mit einer Ausrückkupplung versehen sind. Außerdem sind bei Zwei- und Dreiflammrohrkesseln noch besondere Ausrückvorrichtungen an den einzelnen Getrieben vorhanden, so daß jeder Rost für sich betrieben, geschürt, resp. abgeschlackt werden kann, ohne den Gang der übrigen Apparate zu beeinflussen. Diese Einrichtung ist besonders bei kleineren Kesselanlagen von Wichtigkeit, sowohl wegen des Abschlackens, als besonders weil so das Rauchen verhindert wird.

Bei Wasserrohrkesseln und industriellen Feuerungen, deren Roste breiter als 1400 mm sind, werden mehrere Apparate nebeneinander auf einer gemeinschaftlichen mehrteiligen gußeisernen Stirnwand montiert und zwar je nach der Rostbreite solche mit 40, 45, 50 und 60 cm Wurfschaufelbreite. Auf der Stirnwand sind dann ebenfalls dichtschließende eiserne Aschfalltüren sowie die gemeinschaftliche Antriebswelle mit den Stufenscheiben angebracht. Ebenso erhalten in diesem Falle die einzelnen Apparate Ausrückvorrichtungen. Außerdem ist eine Ausrückung an dem Stufenscheibenantrieb vorhanden.

Während des Betriebes wird die Kohle vom Heizer resp. durch eine Transportanlage in den Kohlentrichter gefördert, von dem aus sie selbsttätig in den Kohlenzuführungskasten gleitet. Von hier aus wird sie durch den hin- und herschwingenden Ringschieber der Wurfschaufel zugeschoben, die sie auf den Rost schleudert. Die Betätigung der Wurfschaufel erfolgt durch Federn, welche mittels eines drei- oder mehrstufigen Knaggenrades gespannt werden. Alsdann wird durch den Ringschieber Kohle vor die Wurfschaufel geschoben. Wenn der Kohlenzulauf aufhört, gibt das Knaggenrad die Wurfschaufel frei, wodurch die Kohle auf den Rost geschleudert wird. Die Knaggen des Knaggenrades sind verschieden hoch, so daß die Kohle abwechselnd auf den hinteren, mittleren und vorderen Teil des Rostes fällt. Die Knaggen sind einzeln verschiebbar angeordnet, so daß sich eine beliebige Einstellung der Wurfweite erzielen läßt.

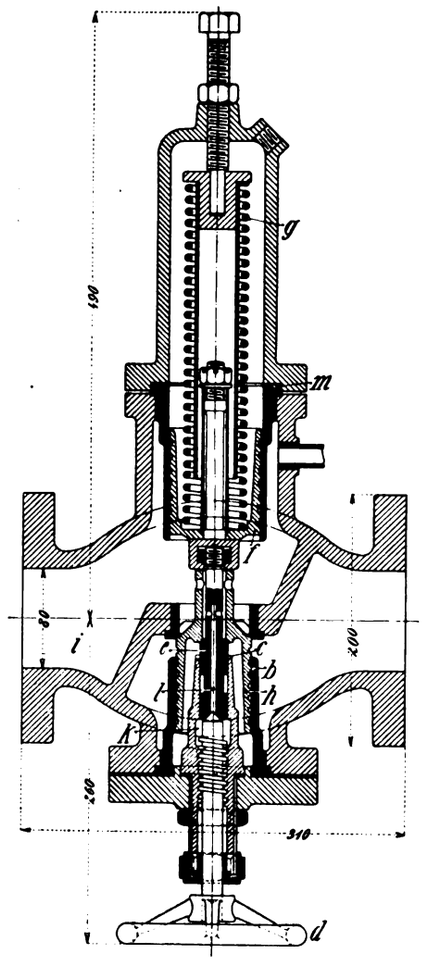


Fig. 97. Z. A.: Ein bewährtes Dampfdruck-Verminderungsventil.

Die Ringschieber-Kohlenzuführung läßt sich derart einregulieren, daß entweder die Kohle mitten vor die Wurfschaufel, oder seitwärts, und zwar abwechselnd links oder rechts fällt, so daß auch eine beliebige Breitenstreuung erzielt wird.

Die Einregulierung des Rostbeschickungsapparates muß an dem im Betrieb befindlichen Kessel geschehen, da die Streuung dem Abbrand angepaßt werden muß. Der Abbrand auf ein und demselben Rost ist in fast jedem Falle verschieden und hängt von der Kohlensortierung, der Konstruktion des Rostes und hauptsächlich von der Zugstärke ab.

Es ist wichtig, darauf zu achten, daß der Rost auf seiner ganzen Fläche, sowohl dem Durchtritt der Verbrennungsluft als auch dem Fall der Asche kein Hindernis bietet.

Infolge der gleichmäßigen Zufuhr des Brennmaterials in stets kleinen Mengen nimmt das Feuer auf dem Rost eine höhere Temperatur an, als bei Handfeuerung. Infolgedessen erfolgt die Verbrennung sehr ökonomisch bei verhältnismäßig geringer Rauchentwicklung. Weiter kann man, da die Temperatur auf dem Rost sehr hoch ist, bei stark gasenden Kohlen mit Vorteil auch Sekundärluft zugeben. Es ist deshalb an der Feuerung eine Vorrichtung angebracht, die die Zufuhr von erwärmter Sekundärluft ermöglicht.

Ein bewährtes Dampfdruck-Verminderungsventil.

Mit Abbildung, Fig. 97.

Zusammenfassung. Beschrieben ist ein Ventil, das sich zur Verminderung von Drucken bis zu 15 at. auf einen Tiefstdruck von 0,25 at. eignet und mit Feder, Hauptventil, Hilfsventil und Steuerkolben arbeitet. Das Ventil, das praktisch schon erprobt wurde, hat seinen Zweck bisher immer erfüllt; es wird in drei Ausführungen hergestellt.

Gewissermaßen zur Ergänzung der in Heft 14 d. Z. unter dem Titel: Ein interessantes Druckminderungsventil veröffentlichten Abhandlung sei uns heute die Besprechung des unter der Bezeichnung Breetsch-Druckminderer bekannten Typs gestattet. Dieses unter Nr. 202 464 patentierte Ventil ist gleichfalls für die Verminderung von Hochdrucken auf Niederdrucke bis $^1/_{15}$ at. zu brauchen. Es besitzt weiter die Eigenschaft, daß es weder beim Aufstellen noch während des Betriebes die unangenehme Erscheinung des Hämmerns zeigt, und der durch das Ventil reduzierte Dampfdruck selbst bei stärkster Schwankung der Dampfentnahme bis zur Maximalleistung des Ventiles nur unmerklich sinkt. Ja es wird der durch das Ventil reduzierte Dampfdruck selbst dann nicht sinken, wenn der Druck des zuströmenden Hochdruckdampfes so weit gefallen ist, daß er nur noch $^1/_{15}$ at. größer ist als der Druck des reduzierten Dampfes. Ebenso wird der reduzierte Dampfdruck während des Betriebes nicht über das eingestellte Maß hinaus wachsen, wie sehr auch der Druck des zuströmenden Hochdruckdampfes schwanken mag. Endlich ist das Ventil im Ruhestande nur von Kegelflächen abgedichtet und vom Hochdruck belastet, so daß es gleich einem normalen Absperrventil abdichtet.

Das Ventil an sich besteht, wie Fig. 97 zeigt, zunächst im wesentlichen aus dem von der Druckfeder g belasteten und in der Büchse m gleitenden Steuerkolben f, dem mit dem Steuerkolben zwangläufig verbundenen Hilfsventile c, ferner dem in der Büchse b gleitenden Hauptventile h und schließlich dem Ventilgehäuse.

Wird durch Drehung des Handrades d das Ventil angestellt, so gibt die Absperrspindel den Kanal l und den Raum k frei. Es wird also der Hochdruck, der sich infolge von Undichtheiten der Gleitflächen des Hilfs- und Hauptventiles im Raume k gebildet hat, durch den Kanal l nach dem Niederdruckraum i entweichen. Gleichzeitig wird eine axiale Verschiebung des Hilfsventils gegen das Handrad hin möglich gemacht. Dann aber wird der Steuerkolben dem auf ihm lastenden Druck der Feder g nachgeben und das Hilfsventil von seinem Sitze lösen. Jetzt kann sich auch der im Hohlraume des Hauptventiles herrschende Druck mit dem des Niederdruckraumes i ausgleichen, das Hauptventil wird, seiner Schwere folgend, abwärtsgleiten und dem Dampf den Eintritt in den Niederraum freigeben.

Das Ventil ist weiter vollkommen entlastet, und zwar auch dann noch, wenn infolge einer Druckanschwellung im Niederdruckraum die Ventile e und h auf ihre Spitze gepreßt worden sind. Der Überdruck wird eben nur langsam zwischen den Zylindern b und h hindurch, in den Hohlraum des Hauptventils eindringen. Es wird also bereits bei einem geringen Sinken des Druckes im Niederdruckraume i, der Überdruck der Feder g hinreichend zur Betätigung des Ventils gewachsen sein, da er nur den geringen Reibungswiderstand der Gleitflächen zu überwinden hat. Der Dampfdruck wird folglich nur unmerklich sinken, und das Ventil kann nicht hämmern.

Ist hingegen ein Ventil vom Hochdruckdampfe belastet, so wird vor seinem Anheben der Niederdruck so lange sinken, bis die Differenz des Federdruckes und des Niederdruckes so groß geworden ist, daß der Überdruck der Feder den Reibungswiderstand an den Gleitflächen der Ventile und den Widerstand des Hochdruckdampfes überwinden kann. Beim Lüften des Ventiles wird dann infolge des Druckausgleiches das Ventil plötzlich entlastet, die Feder wird in Schwingungen versetzt und schlägt das Ventil von neuem auf seinen Sitz. Dieser Vorgang wiederholt sich periodisch, er ist unter dem Namen „Hämmern“ bekannt.

Infolge der vollständigen Entlastung der beweglichen Teile hängt die Stellung des Steuerkolbens ausschließlich von der eingestellten Federkraft und der Druckhöhe im Niederdruckraume ab. Bei einer geringen Druckanschwellung im Niederdruckraume wird also das Ventil geschlossen und der Druck des reduzierten Dampfes ist — hierin liegt das wesentlichste Merkmal dieser neuen Konstruktion — unabhängig von der Druckhöhe des Hochdruckdampfes.

Die Gebr. Körting A.-G. in Körtingsdorf bei Hannover baut derartige Ventile zur Zeit in elf Größen von 25 bis 150 mm Durchgang für die Reduktion aller Drucke von 15 at. abwärts bis auf 0,25 at. Für Drücke bis 13 at. wird das Ventil in Gußeisen mit Rotgußausrüstung, für Drücke über 13 at. hinaus ganz in Rotguß und für überhitzten Dampf in Spezialguß mit einer Ausrüstung aus Nickellegierung geliefert.

Januar 1913.

Der prakt. Kraftmaschinenbau und -Betrieb

Branchen-Ausgabe II des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur".

Schriftleitung: Ingenieur F. Wilcke, Leipzig.

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Gleichstrom-Dampfmaschine mit Kolbenschiebersteuerung.

Von **E. Frikart.**

Mit Abbildungen, Fig. 1 bis 7.

Zusammenfassung: Vorschlag zur Anwendung einer Kolbenschiebersteuerung an Gleichstrom-Dampfmaschinen zwecks einfacher Verminderung der hohen Kompression bei Gegendruck.

Die Tatsache, daß der weitaus größte Teil der bis jetzt auf den Markt gebrachten Gleichstrom-Dampfmaschinen mit Ventilsteuerungen gebaut worden ist, läßt vermuten, daß die Erbauer dieser Maschinen lediglich dem Ventil die Fähigkeit zutrauen, dem Dampf von hoher Spannung und hoher Temperatur erfolgreich zu steuern.

Es mag diese Ansicht in gewisser Beziehung berechtigt sein, denn in letzter Zeit sind unter Anwendung der bekannten Wälzhebel und einem die Einlaßorgane des Hochdruckzylinders beeinflußenden, auf einer Steuerwelle gelagerten Achsenreglers mit diesen Steuerungsorganen Maschinen gebaut worden, die als Beispiel konstruktiver Einfachheit in bezug auf Dampfverbrauch und Betriebssicherheit die besten Resultate gezeitigt haben.

Neben dem Ventil ist aber in letzter Zeit auch ein anderes Steuerungsorgan wieder mehr bekannt geworden, der entlastete Kolbenschieber, ein Steuerungsorgan, das geeignet ist, gewisse Aufgaben leichter als irgend ein anderes Organ zu erfüllen und das hauptsächlich bei hohen Geschwindigkeiten und hohem Dampfdruck die allgemeine Aufmerksamkeit wieder mehr auf sich gelenkt hat. Die Ventile ertragen ja allerdings hohen Dampfdruck und auch hohe Überhitzung, genügen aber weniger bei großen Geschwindigkeiten wegen dem Schlag auf die Ventilsitze; hier ist die Anwendung der Kolbenschieber an keine Grenzen gebunden, da er im Gegensatz zum Ventil rein zwangläufig betätigt werden kann und keiner zwangschlüssigen Bewegung, noch einer Feder bedarf.

Es soll hier nicht untersucht, noch viel weniger aber darüber gestritten werden, welchem von diesen zwei Steuerungsorganen im allgemeinen der Vorrang gebührt, dem Schieber oder dem Ventil. Es soll vielmehr nur an Hand einiger Betrachtungen und Zeichnungen gezeigt werden, in welcher Weise durch Anwendung des Kolbenschiebers für die Gleichstrom-Dampfmaschine eine einfache und zweckmäßige Steuerung gebaut und wie zur Erzielung eines günstigen Dampfverbrauchs eine geeignete Plazierung dieser Steuerungsorgane gefunden werden kann.

Als ein Hauptvorzug wird der Gleichstrom-Dampfmaschine große bauliche Einfachheit nachgerühmt, und in der Tat ist es

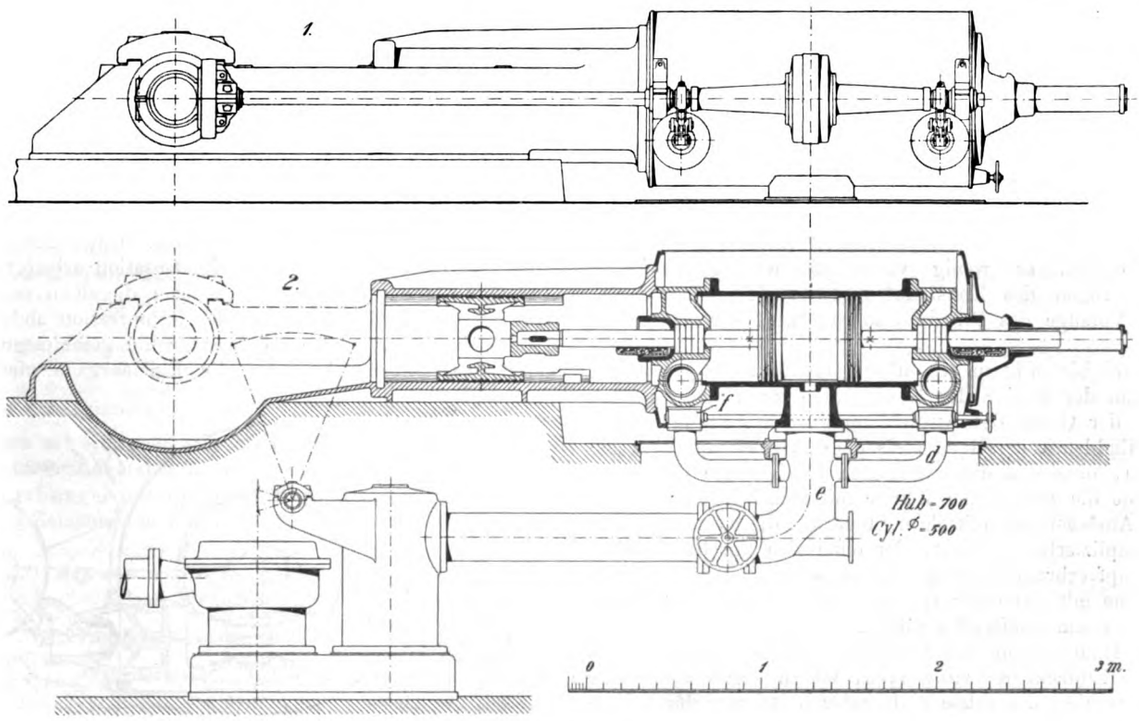


Fig. 1. Z. A.: Gleichstrom-Dampfmaschine.

anerkennenswert, daß mit dem „Gleichstromprinzip" in einem einzigen Zylinder unter gleichen Betriebsverhältnissen derselbe günstige Dampfverbrauch erzielt werden kann, wie mit den bekannten Zweifach-Expansionmaschinen. Auch die Belastungsgrenze scheint in dieser Einzylindermaschine eine höhere zu sein als bei denselben.

Bekannterweise wird an der Gleichstrom-Dampfmaschine der Dampfauslaß vom Arbeitskolben gesteuert und zwar so, daß derselbe bei jedem Hubwechsel die in der Zylindermitte angeordneten Auslaßöffnungen abdeckt und wieder schließt, so daß im Dampfdruckdiagramm der Punkt des Vorausströmens über den Punkt, wo die Kompression beginnt, zu liegen kommt. Durch diesen, dem Gleichstromprinzip eigenen Umstand ist der sonst so einfachen Maschine ein Übelstand erwachsen, der ihre Einfachheit wesentlich beeinträchtigt und ihr Anwendungsgebiet merklich verkleinert. Normalerweise soll bei der Gleichstrommaschine der Enddruck der Kompression den Frischdampfdruck nicht übersteigen, ist aber der Druck des durch die vom Kolben abgedeckten Auslaßöffnungen ausströmenden Abdampfes starken Schwankungen unterworfen, wie z. B. bei Abdampfverwertung zu Koch- und Heizzwecken oder bei Betrieb mit Auspuff, dann kann es vorkommen,

daß mit zunehmendem Gegendruck die Kompression tatsächlich den Druck des in den Zylinder eintretenden Frischdampfes übersteigt.

Um diesem Übelstand zu begegnen, hat man zwei prinzipiell verschiedene Mittel zur Anwendung gebracht, zusätzliche schädliche Räume oder Hilfs-Auslaßsteuerungen. Erstere, entweder von Hand oder selbsttätig gesteuert, werden so bemessen, daß bei maximalem Gegendruck des Auslaßdampfes die Kompression den Frischdampf annähernd erreicht. Da dadurch aber einer der größten Vorzüge der Gleichstrommaschine die durch den Wegfall der kühlen Auslaßorgane aus dem Bereiche des Arbeitsdampfes resultierenden geringen schädlichen Flächen unliebsam wieder vergrößert werden, ist dieser

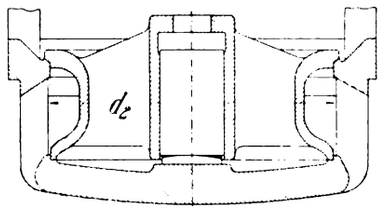


Fig. 2.

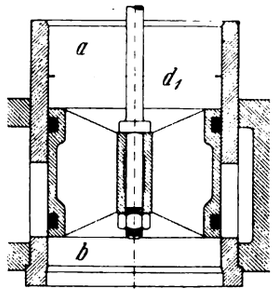


Fig. 3.

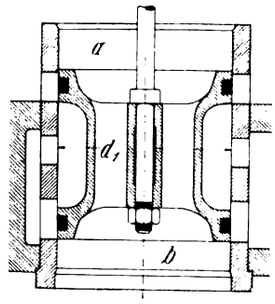


Fig. 4.

Fig. 2 bis 4. Z. A.: Gleichstrom-Dampfmaschine.

Notbehelf eigentlich so wenig vorteilhaft wie gerechtfertigt und dem Bestreben des Konstrukteurs, an der Gleichstrommaschine die Vorzüge des Prinzipes auszunützen, direkt zuwider laufend.

Mehr Vorteil bieten hierin scheinbar die Hilfsauslaßsteuerungen, mit diesen kann der Beginn der Kompression zu beliebiger Zeit, d. h. je nach der Größe des Auslaßdampfdruckes, begonnen und dadurch der Enddruck derselben stets dem Frischdampfdruck angepaßt werden, ohne daß die schädlichen Flächen die Größe erreichen, wie sie die zusätzlichen Räume mit sich bringen, dagegen machen diese Auslaßorgane mit ihrer Steuerung die ganze Maschine zu einem komplizierten Apparat, der ohne sich durch besonders günstigen Dampfverbrauch auszuzeichnen, eine gewöhnliche Einzylindermaschine mit vier unter sich getrennten Steuerungsorganen an Einfachheit kaum übertreffen dürfte.

Um den Hauptvorteil der Gleichstrom-Dampfmaschine, die große bauliche Einfachheit, zu wahren, ist in erster Linie eine Steuerung zu wählen, die neben einfachster Betätigung der Einlaßorgane auch den Bedingungen der Kompressionsveränderung genügen kann. Hierfür sind eher als Ventile die Kolbenschieber geeignet, denn diese haben den großen Vorteil eigen, an ein und derselben Zylinderseite gleichzeitig Dampfein- und Dampfauslaß besorgen zu können. Es ist mit denselben also möglich, an ein und derselben Zylinderseite in dem als Kolbenschieber ausgeführten Einlaßorgan auch gleichzeitig die Hilfsauslaßsteuerung unterzubringen, so daß diese beiden Funktionen ohne weitere Zutaten mit einem einzigen Steuerungsorgan erfüllt werden können.

Für Verhältnisse, wo einer Dampfmaschine unter raschem und starkem Wechsel der Menge und des Druckes Heizdampf entnommen wird, ist eine Gleichstrom-Dampfmaschine nicht geeignet, ihre Lebensbedingung ist ohne Zweifel eine gute Kondensation, und eine Einzylindermaschine mit Ein- und Auslaßsteuerung, oder eine Zweifach-Expansionsmaschine, der der Heizdampf aus dem Receiver entnommen wird, dürften hier eher am Platze sein.

In Fig. 1, Skz. 1 und 2 und Fig. 5 ist eine Gleichstrom-Dampfmaschine dargestellt, die ohne zusätzliche schädliche Räume und ohne besondere Hilfsauslaßsteuerung ohne weiteres auch mit Gegendruck arbeiten kann. Als Steuerungsorgane kommen die bereits erwähnten entlasteten Kolbenschieber zur Anwendung und zwar in horizontaler Anwendung, wie sie im Jahre 1900 patentiert worden sind. Dadurch, daß diese Kolbenschieber horizontal und nicht wie bei den Maschinen Van den Kerchove vertikal in die Zylinder eingebaut werden, ist es möglich, die ganze Steuerung eines Zylinders, sowohl Ein- wie Auslaß über Flur anzuordnen was eine nicht zu unterschätzende Zugänglichkeit und Übersicht ermöglicht.

Die Kolbenschieber der in Fig. 1 und 5 dargestellten Maschine sind horizontal in die Zylinderköpfe eingebaut und werden unmittelbar durch einen auf einer Steuerwelle gelagerten Achsenregler angetrieben, dadurch werden die schädlichen Räume und schädlichen Flächen auf ein Minimum reduziert, und die ganze Steuerung gestaltet sich infolge des zwangläufigen Antriebes höchst einfach, billig und auch bei den größten Geschwindigkeiten betriebssicher. Federn, wie sie bei den Ventilsteuerungen zum Schließen der Ventile zur Anwendung kommen, fallen hier weg.

Aus der Zeichnung, Fig. 5 ist ohne weiteres ersichtlich, wie der Frischdampf aus der Dampfzuleitung an jedem Zylinderende durch den vom Achsenregler gesteuerten Schieber in den Zylinder tritt. Einer besondern Erklärung dagegen bedarf noch die Art und Weise, wie dieser Schieber bei Betrieb mit Gegendruck gleichzeitig auch für die Hilfsauslaßsteuerung Verwendung findet.

Ein jeder der zwei Einlaßschieber ist nämlich so gebaut, daß er bei jedem Hube auch die Öffnungen c abdeckt und dadurch dem Dampfe im Zylinder einen Weg in die Rohre d und durch diese ins Auslaßrohr e gestattet. Kann der Dampf nun tatsächlich außer durch die Schlitze in der Zylindermitte auch an den Zylinderenden entweichen, dann wird die Kompression ohne weiteres auf eine Größe reduziert, die jeder Dampfmaschine mit einem einzigen Steuerungsorgan, das gleichzeitig Ein- und Auslaß besorgen muß, eigen ist und die bei Betrieb mit nicht zu hohem Gegendruck den Admissionsdruck kaum übersteigen dürfte (Fig. 6).

Die Nachteile, die sonst einer Vereinigung der Ein- und Auslaßsteuerung in ein einziges Organ eigen sind, treten in diesem speziellen Falle nicht nachteilig hervor. Unter normalen Verhältnissen, wenn die Maschine mit Kondensation arbeitet, bleiben die Auslaßkanäle c, trotzdem die Schieber dieselben von Beginn des Vorausströmens bis zu Beginn der Kompression abdecken, durch die Schieber f gegen den Kondensator hin geschlossen, so daß der kalte ausströmende Abdampf die Einlaßorgane nicht umspülen

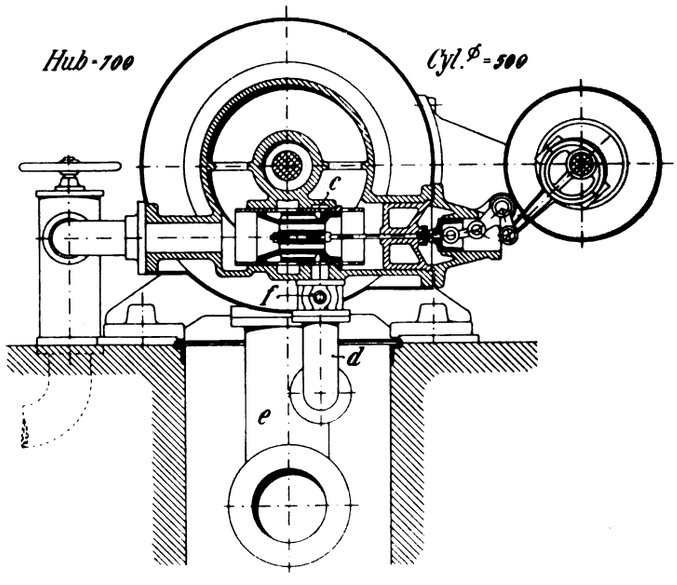


Fig. 5. Z. A.: Gleichstrom-Dampfmaschine.

und nur durch die vom Kolben gesteuerten Schlitze in den Kondensator entweichen kann. Kommt die Kondensation außer Betrieb, dann öffnet man die Absperrschieber f und die Maschine arbeitet mit verminderter Kompression als gewöhnliche Einzylindermaschine, deren Vor- und Nachteile bekannt sind und deren Dampfverbrauch von einer Gleichstrom-Dampfmaschine mit zusätzlichen schädlichen Räumen oder einer eigenen Hilfsauslaßsteuerung schwerlich unterschnitten werden dürfte.

Wie aus den Abbildungen ohne weiteres ersichtlich ist, verleiht diese kombinierte Steuerung der Maschine größtmögliche

Einfachheit in der Ausführung und Zweckmäßigkeit in Betrieben, in denen einer Maschine trotz größten Anforderungen nur beschränkte Pflege gewidmet werden kann. Da nun gerade bei der Gleichstrom-Dampfmaschine darauf geachtet wird, die schädlichen Räume und die schädlichen Flächen der Steuerungsorgane auf ein Minimum zu beschränken, diese Organe also möglichst in ihren Abmessungen zu vermindern, will ich auf einen Vorteil hinweisen, der dem Kolbenschieber in dieser Beziehung dem Ventil gegenüber eigen ist.

Der Dampfmenge, die von einem Einlaßventil gesteuert wird, steht zum Einströmen in den Zylinder bei maximalem Ventilhub $\frac{d}{4}$ nur der Querschnitt des Ventildurchmessers d_2 (Fig. 2) zur Verfügung, während dem beim Kolbenschieber, durch dessen Büchse der Dampf von zwei Seiten, von a und b, in den Zylinder einströmen kann, zwei Querschnitte des Durchmessers d_1 (Fig. 3 und 4) zur Verfügung stehen. Wird nun der Schieberhub so groß gewählt, daß dem Dampfe der notwendige, oben erwähnte Querschnitt eröffnet wird, dann kann der Schieberbüchsen-Durchmesser d_1 gegenüber dem Ventildurchmesser d_2 beinahe 1,5 mal kleiner gewählt werden. Durch diese Verringerung des Schieberdurchmessers erwachsen der ganzen Steuerung nicht zu unterschätzende Vorteile, und einer der wichtigsten wird wohl der sein, daß der Kolbenschieber ebensogut dampfdicht zu bringen ist, als ein Ventil, dessen Durchmesser für ein und dieselbe Dampfmenge 1,5 mal größer gemacht werden muß.

Fig. 7 zeigt zwei Diagramme einer im Jahre 1910 gebauten Gleichstrom-Dampfmaschine mit entlasteter Kolbenschiebersteuerung und Achsenregler auf der Steuerwelle für eine Zylinderbohrung von 400 mm, einen Hub von 800 mm und eine Umlaufszahl von n = 130 in der Minute.

Neues von der M.A.N.-Dieselmaschine.

Mit Zeichnungen auf Tafel 3.

Zusammenfassung. Unter Anlehnung an die Schnittzeichnungen einer stehenden einzylindrigen und einer ebensolchen zweizylindrigen Dieselmaschine werden deren konstruktive Einzelheiten erörtert und die Arbeitsweise kurz skizziert.

Obgleich wir erst gelegentlich der Abhandlung „Neuere Dieselmaschinen" im letzten Jahre auch die Fabrikate der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg mit erwähnten, möchten wir doch an Hand der Zeichnungen auf Tafel 3 nochmals auf diese eingehen.

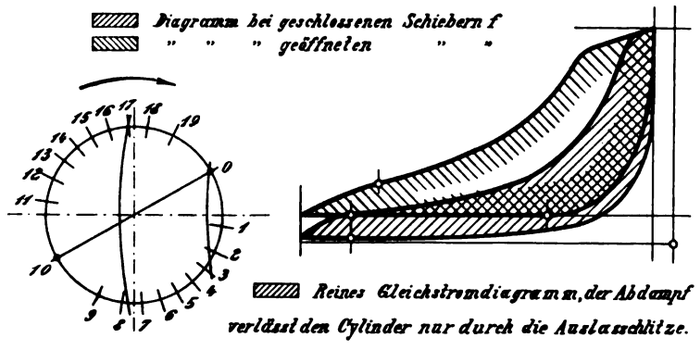


Fig. 6. Z. A.: Gleichstrom-Dampfmaschine.

Die Arbeitsweise der Dieselmaschine ist folgende: Beim ersten Vorgange des Kolbens wird atmosphärische Luft in den Zylinder gesaugt, beim ersten Rückgange des Kolbens erfolgt die Kompression der angesaugten Luft, die zu einer sehr starken Erhitzung ebendieser Luft führt. Der zweite Vorgang des Kolbens stellt dann den Arbeitshub dar; der Brennstoff wird zu Beginn der Kolbenbewegung allmählig in den Zylinder geführt und verbrennt darin ebenfalls allmählig mit anschließender Expansion. Zum Einführen des Brennstoffes benutzt man komprimierte Luft, deren Druck mittels einer Luftpumpe l erzeugt wird.

Es sei vorausgeschickt, daß der Wärmemotor Patent „Diesel", soweit uns bekannt ist, in den Jahren 1893 bis 1897 im Werke Augsburg vorgenannter Firma ausgebildet wurde.

Der zweite Rückgang des Kolbens, d. h. der vierte Hub, dient dem Ausscheiden der Verbrennungsprodukte aus dem Zylinder, d. h. er stellt den Auspuffhub dar.

Die Zeichnungen Fig. 1 bis 9 der Tafel 3 geben eine stehende Einzylinder-Dieselmaschine wieder, wie sie für Leistungen von 18 PS aufwärts ausgeführt wird. Der Arbeitszylinder ist unten offen und oben durch einen Deckel verschlossen. Letzterer enthält die den Arbeitsverlauf regelnden Organe, wie das Auspuffventil, durch welches die Verbrennungsprodukte ins Freie entweichen, das Einsaugventil e, durch das frische Luft in den Zylinder gelangen kann, das Brennstoffventil b, durch welches Brenntoff in den Zylinder eingeführt wird, und das Anlaßventil v für Druckluft zur Ingangsetzung der Maschine. Sämtliche Ventile haben aufgeschliffene Ventilsitze und werden durch Rundscheiben s angehoben, d. h. geöffnet. Der Schluß erfolgt unter dem Einfluß von Federn selbsttätig. Die Steuerscheiben sitzen auf einer gemeinschaftlichen Steuerwelle, die halb soviel Umdrehungen macht, als die Kurbelwelle. Zur Kühlung des Deckels und Zylinders dient wie üblich Wasser, und zwar stellt sich der Kühlwasserverbrauch, wenn das Einlaufwasser 10° warm ist und das ablaufende Wasser bis auf 70° erwärmt wird, für die PS_e/Stunde für mittlere Maschinen auf 10 l, für kleine auf 15 l.

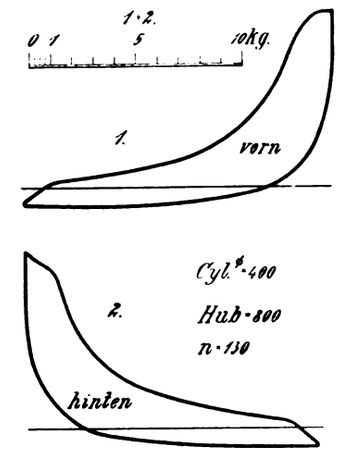


Fig. 7. Z. A.: Gleichstrom-Dampfmaschine.

Die Schmierung sämtlicher Hauptteile erfolgt selbsttätig. Die Brennstoffpumpe p steht unter Patentschutz und liefert den Brennstoff in der für die jeweilige Kraftleistung erforderlichen Menge in das Brennstoffventil b. Von letzterem aus wird der Brennstoff durch komprimierte Luft, welche dem Einblasgefäß w entnommen wird, in den Arbeitszylinder eingeblasen.

Das Anlassen der Maschine erfolgt ebenfalls mittels komprimierter Luft aus einem Anlaßgefäß u. Die betreffenden Anlaßhebel g_1 werden mittels eines Handhebels g, der bei großen Maschinen von unten zu bedienen ist, vor dem Anlassen in die Anlaßstellung gebracht. Nachdem die Maschine die für die Zündung erforderliche Geschwindigkeit erlangt hat, stellt man die Steuerhebel in die sog. Betriebsstellung um.

Die Luftpumpe l, welche die erforderliche Druckluft für das Einblasgefäß w und die Anlaßgefäße u bzw. u_1 erzeugt, ist bei den Maschinen von weniger als 18 PS sowie bei den drei- und vierzylindrigen Maschinen neben der Grundplatte angebracht; sie wird in diesem Falle unmittelbar von der Kurbelwelle angetrieben. Das Kühlwasser tritt bei q ein, bei t befinden sich die Brennstoff-Filtriergefäße, während bei u_1 das Reserve-Anlaßgefäß Aufstellung gefunden hat.

Die zweistufige Preßluftpumpe liefert Preßluft von 50 bis 60 at.

Die Fig. 10 und 11 der Tafel stellen eine zweizylindrige Dieselmaschine stehender Bauart dar, wie sie vom eingangs erwähnten Werke für Leistungen von 36 PS aufwärts gebaut wird.

Für dreizylindrige Maschinen gilt als minimale Leistung eine solche von 150 PS und für die vierzylindrigen eine solche von 200.

Die Umlaufzahlen bewegen sich für die einzylindrigen zwischen 270 für die kleinste von 8 PS und 167 für die größte von 150 PS; für die zweizylindrigen zwischen 250 für die 36 PS und 167 für die 300 PS-Maschine; für die dreizylindrigen zwischen 195 für die 150 PS und 150 für die 750 PS, und für die vierzylindrigen Maschinen zwischen 195 für die 200 PS- und 150 für die 1000 PS-Maschine.

Die Ljungström-Dampfturbine.

Mit Zeichnung auf Tafel 2 und Abbildung, Fig. 8.

Zusammenfassung. Es wird über eine neue Radialdampfturbine berichtet, die sich als Reaktions-Radialturbine darstellt und als besondere Kennzeichen ungewöhnlich kleine Abmessungen besitzt. Bei Versuchen mit der neuen Turbine wurde angeblich ein Dampfverbrauch von 3,86 für die 500 KW-Turbine festgestellt. Charakteristisch für die Turbine sind eine große Anzahl neuartiger konstruktiver Einzelheiten.

Die Radialdampfturbine hat sich, wie wohl allgemein bekannt, bis heute eigentlich noch nicht richtig in der Praxis einzuführen vermocht. Es stellen sich eben der praktischen Ausführung dieses Turbinentypes zuviel Werkstättenschwierigkeiten entgegen. Trotz alledem ist theoretisch schon lange festgestellt, daß die Radialturbine sehr gut mit den bisher üblichen Dampfturbinensystemen konkurrieren kann. Ja, sie hat praktisch auch schon mit solchen sich gemessen, man denke nur an die Resultate der an dieser Stelle schon mehrfach beschriebenen Eyermann-Turbine. Kürzlich ist es nun dem schwedischen Ingenieur B. Ljungström gelungen, eine neue Radialturbine zu bauen, der man einen praktischen Wert wohl kaum abstreiten kann. Die Turbine stellt sich im Prinzip als eine Reaktions-Radialturbine dar und ist, wie die Aktiebolaget Ljungströms Angturbin in Liljeholmen (Schweden) in einer uns zugesandten Broschüre erklärt, aus dem Bestreben hervorgegangen, die Nachteile der alten Parsons-Turbine möglichst zu beseitigen. Diese bestehen bekanntlich in einer verhältnismäßig großen Baulänge, großer Empfindlichkeit gegen Ausdehnungen unter dem Einfluß der Wärme u. a.

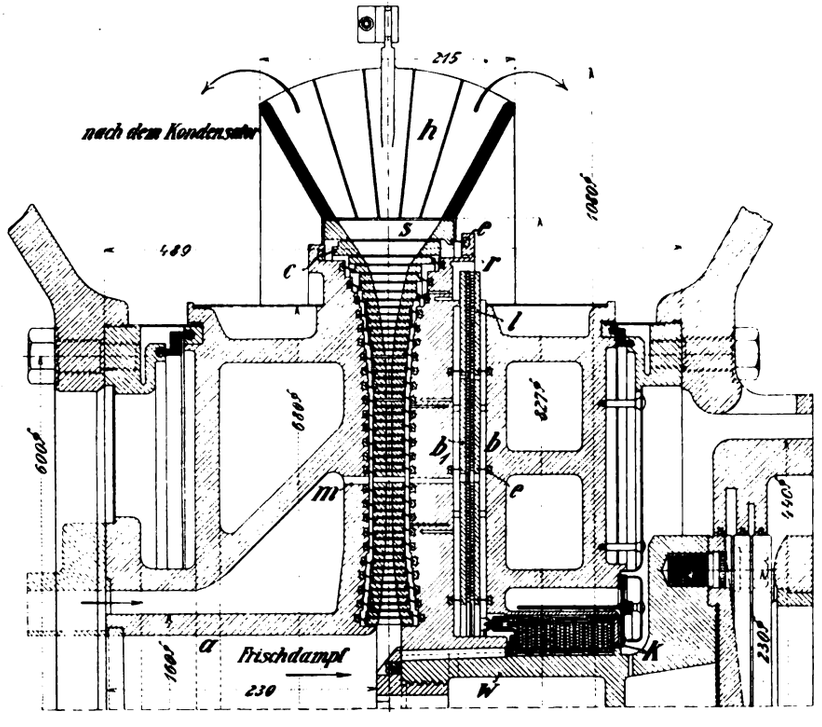


Fig. 8. Z. A.: Die Ljungström-Dampfturbine.

Die Zeichnungen auf der Tafel lassen die konstruktive Ausführung der Turbine zur Genüge erkennen. Die Turbine wird als einläufige nach Fig. 18 der Tafel und als doppelläufige ausgeführt. Um das Bild einer doppelläufigen Turbine zu haben, braucht man sich nur in Fig. 18 die rechts der Schaufelanordnung gegebene Partie als auch auf der linken Seite vorhanden zu denken und anzunehmen, daß der Dampf von beiden Seiten und nicht nur von der linken Seite, wie in Fig. 18 angedeutet, zugeführt wird. Im übrigen besteht jede einläufige Turbine zunächst aus der massiven Radscheibe r, an der die Schaufelringe befestigt sind. Die Radscheibe r ihrerseits sitzt auf einer Welle w. Bei der doppelläufigen Turbine haben die beiden massiven Radscheiben r entgegengesetzte Drehbewegung. Die Schaufelnringe s der einen Scheibe greifen dann in die Zwischenräume der Schaufelnringe der anderen Scheibe. Die Welle w kann mit der Welle der Dynamomaschine, die durch die Turbine angetrieben werden soll, unmittelbar verschraubt werden. Der Dampf tritt von der Seite durch den Kanal a in die Turbine ein und geht bei der einläufigen Turbine unmittelbar in das Schaufelsystem, bei der doppelläufigen Turbine teilt er sich vorher und strömt dann erst von rechts und links in das Schaufelsystem. Die Beschaufelung an sich besteht bei der doppelläufigen Turbine aus einer Anzahl Ringen mit Reaktionsschaufeln. Zur Abdichtung der Turbinenscheiben dienen die hinter diesen sichtbaren Labyrinthringe l. Diese sind zum einen Teile in der feststehenden Seitenscheibe b, zum anderen an der rotierenden Scheibe b_1 festgemacht. Gegen die Welle w ist die Seitenscheibe b durch eine Labyrinthstopfbüchse abgedichtet.

Die Generatoren sind an dem Gehäuse der Turbine befestigt, dessen obere Hälfte (vgl. Fig. 1 und 6 auf der Tafel) in der üblichen Weise abgehoben werden kann. Mit dem Abdampfstutzen ruht das Gehäuse unmittelbar auf dem Kondensator. Die Turbogeneratoren stützen sich auf Federn, die in kleinen Kästen untergebracht sind. Auf diese Weise will der Konstrukteur eine besondere Grundplatte ersparen. Ebenso sollen auf diese Weise die durch das Abheben des Turbinengehäuses sonst noch entstehenden Formveränderung sicher vermieden werden. Der Konstrukteur behauptet weiter, daß es infolge der verhältnismäßig geringen Abmessungen, die seine Turbine bekommt, sehr einfach sei, den unteren Teil des Gehäuses so zu konstruieren, daß er tatsächlich als Maschinenfundament dienen kann. Zum Beweis dessen gibt er an, daß eine 1000 KW-Turbine seiner Konstruktion nur eine Länge von 800 mm, eine Breite von 1280 mm und eine Höhe von 1640 mm habe. Das Gewicht derselben Maschine stelle sich auf 2800 kg, so daß auf die einzelne KW ein Gewicht von 2800 : 1000 = 2,8 kg entfallen würde.

Besonders charakteristisch für die Turbine sind deren Expansionsringe; es sind das gelenkartige Ringe, die zur Befestigung einzelner Turbinenteile benutzt worden sind. Diese Ringe sollen in erster Linie dafür sorgen, daß man die Vorteile des Reaktionsprinzipes auch bei hohen Drucken und ebensolchen Temperaturen ausnützen kann. Es entstehen große Temperatur-Unterschiede zwischen den dünnen Schaufelringen und der dicken Turbinenscheibe, nicht nur bei der Erwärmung und dem Ingangsetzen der Turbine, sondern auch bei plötzlichen, größeren Belatungsänderungen. — Zur Verbindung solcher Ringe mit der Scheibe, die sich entsprechend dem Temperaturunterschiede einzustellen suchen, dienen diese konusförmigen, gelenkartigen Ringe. — Fig. 8 zeigt solche Ringe bei e; sie werden in runde Nuten des benachbarten Körpers eingelegt, und dadurch befestigt, daß man die Enden der Nuten entsprechend umwalzt. — Jedes Ende des Ringquerschnittes erhält die Temperatur des angewalzten Körpers, wodurch ein Temperaturgefälle in dem mittleren dünnen Teile entsteht. — Durch die gelenkartige Anordnung ist es hierbei dem Ringe möglich, seine Konizität zu ändern, die Körper können also ihre neue Lage einnehmen, ohne daß gefährliche Wärmespannungen entstehen.

Die Turbinenscheiben sind auf der Rückseite mit tief eingeschnittenen ringförmigen Nuten versehen, um sie beweglicher zu machen, was erforderlich ist, weil ja die Scheiben mit sehr großen Temperaturunterschieden zu arbeiten haben. So werden sie auf dem inneren Teile vom Frischdampfe umspült, am Rande vom Auspuffdampfe. Deckbleche schützen die Aussparungen der Scheiben vor der Wärmeausströmung der davorliegenden Labyrinthscheiben.

Über die Befestigung usw. der Schaufelringe und Schaufeln enthält die Broschüre ungefähr nachstehendes: Man benutzt zu den Schaufeln s Profilstücke, die man zunächst in die Form (Fig. 16) links überführt. Dann steckt man sie in die Befestigungsringe b, die mit entsprechenden Aussparungen c und d versehen sind. Die Enden der Schaufeln werden sodann mit den Ringen b verschweißt und hierauf der ganze Schaufelring bis auf den in Fig. 16 rechts angedeuteten schwalbenschwanzförmigen Querschnitt e abgedreht. — Die übrig gebliebene Scheibe f kann für kleinere Schaufelringe weiter benutzt werden. — Damit beim Schweißen Schaufelkranz und Scheibe f durch die hohe Temperatur nicht leiden, hängt die Scheibe nur durch einen dünnen Steg mit b zusammen.

Die Schaufeln bilden nach der Bearbeitung einen festen Ring, der auf beiden Seiten in die Ringe g (Fig. 5) eingesetzt und so-

dann festgewalzt wird. Nachher wird das ganze auf dem Expansionsringe e und schließlich mit diesem auf dem Turbinenrade r befestigt. Skizze 7, Taf. 2 zeigt die vollständige Verbindung.

Jeder Ring trägt noch zwei Dichtungsbleche, die am äußeren Umfange seitlich von den Schaufeln s festgestemmt sind. Nach dem Einsetzen der Ringe in die Turbinenscheibe werden diese bei g_1 (Fig. 7) zentrisch und an den Kanten der Dichtungsbleche überdeckt. Die Breite der Schaufeln schwankt zwischen 3 und 20 mm.

Der Abdampf der Turbinen wird, ehe er in den Austrittsstutzen gelangt, durch einen Diffusor h geleitet; der Dampf tritt nämlich häufig aus den letzten Schaufeln mit zu großer Geschwindigkeit aus. Indem man nun vor die letzten Schaufeln einen Diffusor setzt, läßt sich dieser Nachteil wegschaffen. Der Diffusor selbst besteht aus mehreren Zellen, deren Wand die in den Skizzen, Fig. 2 und 18 und Abbildung, Fig. 8 dargestellte Form hat. Während der Dampf durch den Diffusor hindurchströmt, verwandelt sich die Geschwindigkeitsenergie in Druckenergie, damit aber wird der Druck außen am Diffusor höher als am Ende der Schaufeln. Es entsteht infolgedessen vor dem Turbinenrad eine saugende Wirkung, die zur Verdichtung des Austrittdampfes und zur Verminderung der Austrittverluste beiträgt.

Fig. 8 der Tafel zeigt die Labyrinthdichtung an den Scheiben b b_1 in größerem Maßstabe. Man erkennt daraus, daß zwei verschiedene Eingriffsformen (I und II) vorhanden sind. Die Eingriffsweise I, bei der die Ringe ineinandergreifen, erstreckt sich über zwei Drittel des mittleren Teiles der Labyrinthscheibe b. Das obere Drittel der Scheibe b (II) besitzt, wie man sieht, keine neinandergreifenden Labyrinthringe. Die Ringe dienen gleichzeitig zur Entlastung des Enddruckes. An der Scheibe b_1 finden sich daneben noch dünne Nickelblechringe b_2, die in die Nuten der Stirnflächen der Labyrinthringe eingepreßt und unter Benutzung von Nickeldraht verstemmt sind. Die Abmessungen der Labyrinthringe sind selbstverständlich verhältnismäßig gering.

Neuartig in ihrer Konstruktion sind weiterhin auch die durch Fig. 13 im Detail wiedergegebenen Wellenstopfbüchsen im Inneren der Turbine. Wie man sieht, werden die einzelnen Ringe i i_1 aus vollen Stahlscheiben herausgedreht und berühren sich gegenseitig nur an den ausgeschweiften und umgebogenen Rändern der konzentrischen Labyrinthringe. Man setzt bei der Montage die letzten ohne Spiel ein. Der Spielraum entsteht, während sich die Turbine einläuft, indem sich die dünnen Kanten der Ringe i i_1 zunächst entsprechend abschleifen.

Der Verlust, der durch Lecken entsteht, wird durch die Leitung k (Fig. 18) mit Hilfe eines Rohres nach irgend einem Gefäß, z. B. einem Vorwärmer, geleitet.

In Fig. 4 ist neben dem Regler noch die eine Hälfte eines Wellenlagers wiedergegeben, die im Vergleich mit den sonst üblichen Konstruktionen ebenfalls so manches neue zeigt; z. B. die nachstellbaren Lagerschalen, deren Schrauben l und l_1 jederzeit von außen zugängig sind.

Aus Fig. 2 und 11 ist schließlich auch die Anordnung der Dampfeintrittkanäle zu erkennen. Das Ventil (Fig. 11) dient als Überlastungsventil und läßt den überschüssigen Dampf nach dem Kanale m (Abb., Fig. 8) entweichen.

Der Regulator (Fig. 4) erhält seinen Antrieb von der Welle aus durch ein Schraubenrad; er beeinflußt das Stoppventil durch einen Öl-Kolbenschieber.

Fig. 10 der Tafel stellt einen 2000 KW-Rotor mit der Turbinenachse dar.

Über Dampf- und Kohlenverbrauch des neuen Types enthält die Broschüre auf Seite 57 die Mitteilung, daß mit einer 500 KW-Turbine die Dampf von 172 *at.* = 12 at. abs., der auf 623° F = 328° C überhitzt war, benutzte und in einen Kondensator von 0,46 *at.* = 0,032 at. ausblies, verbrauchte:

Dampf per KW-Stunde . . . . . 5,6 kg = 12,35 *at.* e.

Dampf per B. PS-Stunde 3,86 kg = 8,5 *at.*

Kohle per B. PS-Stunde mit einer Ausnutzung des Kessels von 85 % 0,415 kg = 0,916 *at.*

Mit einer 1000 KW-Turbine die Dampf von 162 *at.* = 11,4 at. abs., der auf 666° F = 352° C überhitzt war, verbrauchte und in einen Kondensator mit 0,56 *at.* = 0,039 at. ausblies, wurden erreicht:

Dampfverbrauch per KW-Stunde 5,1 kg = 11,2 *at.*

Dampfverbrauch per B. PS-Stunde 3,54 kg = 7,8 *at.*

Kohlenverbrauch per B. PS-Stunde, bei einer Kohlenausnutzung von 85 % 0,386 kg = 0,850 *at.*

Ch.

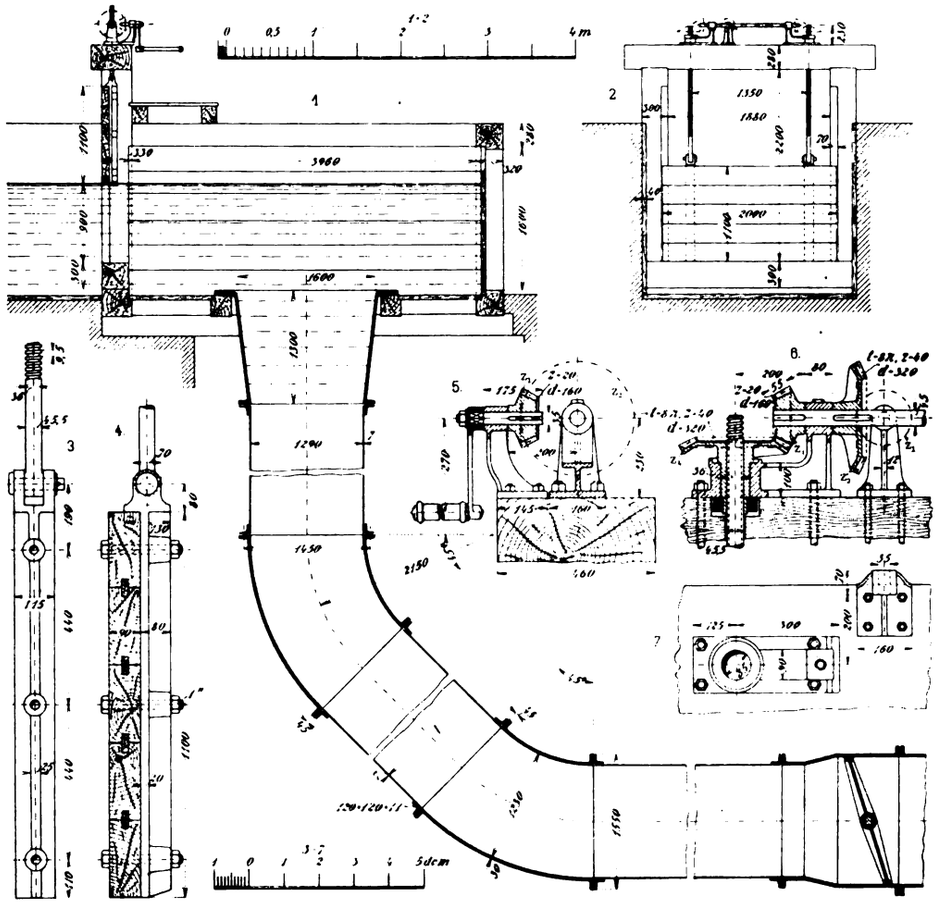


Fig. 9. Z. A.: Berechnung der Rohrleitung und der Schützenzugvorrichtung für die Aufschlagswassermenge einer Hochdruckturbine.

Berechnung der Rohrleitung und der Schützenzugvorrichtung für die Aufschlagswassermenge einer Hochdruckturbine.

Von Ing. **Max Otto** in **Leisnig.**

Mit Abbildung, Fig. 9.

Der nachstehend durchgeführten Berechnung liegen folgende Tatsachen zu Grunde: Die Zuleitung des Aufschlagwassers einer Hochdruckturbine erfolgt durch eine Rohrleitung, die teils aus Gußeisen, teils aus Schmiedeeisen hergestellt ist und sich an den Boden des oberen Sammelkastens anschließt (vgl. Fig. 9, Skz. 1 u. 2). Das Einmündungsstück schließt sich trichterförmig an den Boden des Sammelkastens an. Die Länge der Rohrleitung beträgt L = 45 m und die Wassermenge Q = 1,3 cbm pro Sekunde. In der Rohrleitung befinden sich zwei Krümmungen im Winkel von 45°. Es sind Rohrleitung und Schützenzugvorrichtung zu berechnen.

Wählt man die Geschwindigkeit des Wassers in der Rohrleitung v = 1 m pro Sekunde, so ergibt sich der lichte Rohr-

durchmesser zu $D = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{Q}{v}} = 1{,}1284 \sqrt{1{,}3} = 1{,}286 \backsim 1{,}290$ m

und der Gefällsverlust durch die Reibung des Wassers in der Rohrleitung, wenn für den Widerstandskoeffizienten der Rohrleitung $\zeta_1 = 0{,}0239$ gesetzt wird:

$$h = \zeta_1 \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} = 0{,}0239 \cdot \frac{45}{1{,}29} \cdot \frac{1}{2 \cdot 9{,}81} = 0{,}042 \text{ m},$$

für den der Geschwindigkeit v entsprechenden Gefällsverlust erhält man:

$$h_1 = \frac{v^2}{2 \cdot g} = \frac{1}{2 \cdot 9{,}81} = 0{,}051 \text{ m}.$$

Wählt man den Krümmungshalbmesser der Röhrenachse:

$$\varrho = 1{,}67\, D = 1{,}67 \cdot 1{,}29 = 2{,}15 \text{ m}$$

und für das sich hieraus ergebende Verhältnis:

$$\frac{D}{2 \cdot \varrho} = \frac{1{,}29}{2 \cdot 2{,}15} = 0{,}3$$

den Widerstandskoeffizienten $\zeta_2 = 0{,}158$, so ergibt sich der Gefällsverlust durch die beiden Krümmungen zu:

$$h_2 = 2\,\zeta_2 \cdot \frac{\beta}{90} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} = 2 \cdot 0{,}158 \cdot \frac{45}{90} \cdot \frac{1}{2 \cdot 9{,}81} = 0{,}008 \text{ m}.$$

Endlich ist der Gefällsverlust beim Eintritt des Wassers in die Rohrleitung, wenn $\zeta_3 = 0{,}505$ angenommen wird:

$$h_3 = \zeta_3 \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} = 0{,}505 \cdot \frac{1}{2 \cdot 9{,}81} = 0{,}025 \text{ m}.$$

Es ist nun der gesamte Gefällsverlust durch die Rohrleitung: $h + h_1 + h_2 + h_3 = 0{,}042 + 0{,}051 + 0{,}008 + 0{,}025 = 0{,}126$ m. Die Wandstärke für den aus Gußeisen hergestellten Teil der Rohrleitung ergibt sich zu:

$$\delta = 10 \text{ mm} + 0{,}016 \cdot D = 10 + 0{,}016 \cdot 1290 = 30 \text{ mm}.$$

Hiermit wird die Flanschendicke $1{,}5 \cdot \delta = 1{,}5 \cdot 30 = 45$ mm. Die Schenkellänge der Flanschen $3 \cdot \delta + 10$ mm $= 3 \cdot 30 + 10 = 100$ mm und der äußere Gewindedurchmesser der Schrauben:

$$d = 3 \text{ mm} + \delta = 3 + 30 = 33 = \backsim 31{,}7 = 1^1/_4{}'' \text{ engl.}$$

Wählt man die Schraubenentfernung zu:

$$6 \cdot d = 6 \cdot 31{,}7 = 190 \text{ mm}$$

und den Lochkreisdurchmesser zu:

$$10 \text{ mm} + 5 \cdot \delta + D = 10 + 5 \cdot 30 + 1290 = 1450 \text{ mm},$$

so erhält man die Anzahl der Schrauben für eine Flansche:

$$n = \frac{1450 \cdot 3{,}14}{190} = 24.$$

Die Wandstärke für den aus Eisenblech hergestellten Teil der Rohrleitung wird bei einfacher Längsnietung und einem Wasserdruck von rund 2 at.:

$\delta_1 = 1{,}37 \cdot D \cdot p + 3$ mm $= 1{,}37 \cdot 1{,}29 \cdot 2 + 3 = 6{,}53 \backsim 7$ mm.

Die Winkeleisenringe der Blechrohre, welche mit den gußeisernen Rohren zusammengeschraubt werden, erhalten eine Schenkellänge von 120 mm und eine Schenkeldicke von 11 mm.

Berechnung der Schützenzugvorrichtung (Skz. 3 bis 7).

Beträgt die Länge des Schützenbrettes $l = 2$ m und die Wassertiefe bis zur Schwelle der Schützenöffnung $h' = 0{,}9$ m, so ist die Dicke des Schützenbrettes:

$$\delta_2 = 0{,}0015 \cdot l \cdot \sqrt{h'} = 0{,}0015 \cdot 2000 \cdot \sqrt{900} = 90 \text{ mm},$$

welche in gleicher Größe für die ganze Breite bezw. Höhe des Schützenbrettes beibehalten wird.

Es ergibt sich das Gewicht des Schützenbrettes, wenn das spezifische Gewicht des nassen Holzes = 1 gesetzt wird und das Schützenbrett in der tiefsten Stellung noch 200 mm über den Oberwasserspiegel vorsteht, also eine ganze Höhe von $900 + 200 = 1100$ mm erhält:

$$G_1 = 20 \cdot 11 \cdot 0{,}9 \cdot 1 = 198 = \backsim 200 \text{ kg}.$$

Schätzt man das Gewicht der Armierung und der als Zugorgan verwendeten Spindeln:

$$G_2 = 0{,}5\, G_1 = 0{,}5 \cdot 200 = 100 \text{ kg},$$

so ist das Eigengewicht des Schützenbrettes und seiner Armierung annähernd $G = G_1 + G_2 = 200 + 100 = 300$ kg.

Man erhält ferner für nicht armierte Führungen mit $\varphi = 0{,}71$ die Reibung des Schützenbrettes in seinen Führungen zu:

$$P = \frac{1}{2} \cdot \varphi \cdot \gamma \cdot h'^2 \cdot l = \frac{1}{2} \cdot 0{,}71 \cdot \frac{1}{1\,000\,000} \cdot 900^2 \cdot 2000 = 575 \text{ kg}$$

und demnach $Q_1 = P + G = 575 + 300 = 875$ kg.

Es ist also die Zugvorrichtung als Winde theoretisch für die Last von 875 kg zu berechnen, in Wirklichkeit nimmt man bei im Freien stehenden Winden bezw. Schützen, um der Klage des Schwergehens solcher Zugvorrichtungen zu begegnen, welche in der mangelhaften Wartung usw. zu begründen sind, die Last dreimal so groß an, also:

$$Q = 3\,(P + G) = 3 \cdot 875 = \backsim 2630 \text{ kg}.$$

Die Schützenzugvorrichtung soll mit zwei flachgängigen Spindeln mit je einer Zugkraft von 1315 kg und doppelter Räderübersetzung ausgeführt werden. Der Kurbelhalbmesser, an dem die Kraft $K = 16$ kg wirkt, beträgt $r = 270$ mm. Die Festigkeitsdimensionen der Zahnräder und Wellen sind für den Fall der Anwendung der größten Kraft $K = 54$ kg, die zwei Arbeiter an der Kurbel auf kurze Zeit ausüben können, zu berechnen, dagegen der Kerndurchmesser der Schraubenspindeln für den Mittelwert zwischen 1315 kg und der unter gleichen Verhältnissen bei der größten Kraftanstrengung an der Kurbel sich ergebenden Zugkraft in der Spindelachsen.

Bezeichnen z_1 bis z_4 die Zähnezahlen der Kegelräder,

η_1 den Wirkungsgrad jeder Spindel und Mutter,
η_2 den Wirkungsgrad der Räder z_3 und z_4,
η_3 den Wirkungsgrad der zugehörigen Vorgelegewelle,
η_4 den Wirkungsgrad der beiden Räder z_1 und z_2,
η_5 den Wirkungsgrad der zugehörigen Vorgelegewelle und s die Steigung, so ist der Wirkungsgrad des ganzen Windwerkes:

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \cdot \eta_5$$

und die theoretische Kraft an der Kurbel, $K_0 = \eta \cdot K$. Soll nun für $K = 16$ kg sich $Q = 2630$ kg ergeben, so muß sich unter gleichen Verhältnissen für $K_{max} = 54$ kg als maximale Zugkraft Q_{max} in beiden Spindeln zusammen ergeben:

$$Q_{max} = \frac{K_{max}}{K} \cdot Q = \frac{54}{16} \cdot 2630 = 8876 \text{ kg},$$

also für jede Spindel $\frac{1}{2}\, Q_{max} = 4438$ kg.

Es ergibt sich nun als Mittelwert für die Berechnung der Kerndurchmesser der Spindeln: $P_1 = \frac{1}{2}\,(1315 + 4438) = 2876$ kg

und somit der Kerndurchmesser:

$$d_2 = 0{,}67 \sqrt{P_1} = 0{,}67 \sqrt{2876} = 36 \text{ mm};$$

die Steigung ist $s = \frac{d_2}{4} = \frac{36}{4} = 9$ mm, nach engl. Zoll abgerundet

$$s = 3/8'' = 9{,}5 \text{ mm}.$$

Es wird nun der äußere Gewindedurchmesser:

$$d_1 = d_2 + s = 36 + 9{,}5 = 45{,}5 \text{ mm}$$

und der mittlere Halbmesser des Gewindes:

$$r_1 = \frac{1}{2}\left(d_2 + \frac{s}{2}\right) = \frac{40{,}75}{2} = 20{,}37 \text{ mm},$$

demnach das Steigungsverhältnis:

$$\frac{s}{2 \cdot \pi \cdot r_1} = \frac{9{,}5}{2 \cdot 3{,}14 \cdot 20{,}37} = 0{,}0742.$$

Der Wirkungsgrad η_1 ist: $\eta_1 = \frac{1}{2}\,(0{,}236 + 0{,}260) = 0{,}248$.

Ist das Moment $P \cdot R = K \cdot r = 54 \cdot 270 = 14580$, so ergibt sich der Durchmesser der Vorgelegewelle, auf welcher das Kegelrad z_1 sitzt, zu:

$$d' = 1{,}366 \sqrt[3]{P \cdot R} = 1{,}366 \sqrt[3]{14\,580} = 33{,}5 \backsim 35 \text{ mm}.$$

Wählt man für das Rad z_1 eine Teilung $t = 8\pi = 25{,}13$ mm und die Zähnezahl $z_1 = \frac{P \cdot R}{742} = \frac{14\,580}{742} = 19{,}6 \backsim 20$,

so ist der Teilkreishalbmesser dieses Rades:

$$R_1 = \frac{z_1}{2}\left(\frac{t}{n}\right) = \frac{20}{2} \cdot 8 = 80 \text{ mm}.$$

Es ergibt sich nun das Hebelverhältnis $\frac{R_1}{r} = \frac{80}{270} = \frac{1}{3{,}37}$

und das Zapfenverhältnis $\frac{r}{R_1} = \frac{d'}{2R_1} = \frac{35}{2 \cdot 80} = 0{,}218,$

demnach der Wirkungsgrad η_5 der Vorgelegewelle, wenn der Koeffizient der Zapfenreibung mit $\varphi_1 = 0{,}08$ angenommen wird zu:

$$\eta_5 = 1 - \left(1 + \frac{R_1}{r}\right) \cdot \varphi_1 \cdot \frac{r}{R_1} = 1 - \left(1 + \frac{1}{3{,}37}\right) \cdot 0{,}08 \cdot 0{,}218 = 0{,}978$$

Schätzt man jetzt $\eta_3 = \eta_5 = 0{,}978$ und $\eta_2 = \eta_4 = 0{,}98$, so ergibt sich annähernd:

$$\eta = 0{,}248 \cdot 0{,}98 \cdot 0{,}978 \cdot 0{,}98 \cdot 0{,}978 = 0{,}227$$

und hiermit für $K = 16$ kg und $Q = 2630$ kg aus der Formel:

$$K = \frac{1}{\eta} \cdot \frac{s}{2 \cdot r \cdot \pi} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot Q:$$

$$\frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = \frac{1}{0{,}227} \cdot \frac{9{,}5}{2 \cdot 270 \cdot 3{,}14} \cdot \frac{2630}{16} = \infty 4$$

Weil aber die Kraftübertragung von einem Räderpaare z_1 z_2 auf zwei Räderpaare z_3 z_4 erfolgt, so wählt man am besten:

$$\frac{z_2}{z_1} = \frac{z_4}{z_3} = \sqrt{4} = 2$$

weil damit alle drei Räderpaare gleiche Abmessungen erhalten und demnach nach denselben Modellen ausgeführt werden können. Es werden also jetzt die Radhalbmesser:

$$R_1 = R_3 = 80 \text{ mm und } R_2 = R_4 = 2 \cdot 80 = 160 \text{ mm}$$

und die Zähnezahlen: $z_1 = z_3 = 20$ und $z_2 = z_4 = 40$.

Kontrolliert man die früher angenommene Teilung, so ergibt sich für:

$$t = 2{,}74 \sqrt{\frac{t}{b} \frac{K_{max} \cdot r}{R_1}} = 2{,}74 \sqrt{0{,}45 \cdot \frac{54 \cdot 270}{80}}$$

$$= 24{,}6 = \infty 8\pi = 25{,}13 \text{ mm}.$$

Aus $\frac{t}{b} = 0{,}45$ ergibt die Zahnbreite der Räder:

$$b = \frac{t}{0{,}45} = \frac{25{,}13}{0{,}45} = 55 \text{ mm}.$$

Der Durchmesser der zweiten Vorgelegewelle gleicht dem der ersten also $d' = 35$ mm, weil sich das Kraftmoment $P \cdot R$ am Halbmesser R_2 nach beiden Seiten gleich verteilt. Mit Rücksicht auf das Aufkeilen der Räder usw. wird die Welle 45 mm stark angenommen.

Es erübrigt sich jetzt nur noch zu kontrollieren, inwieweit die gewonnenen Resultate im Hinblick auf die Schätzung der Wirkungsgrade etwa abzuändern sind. η_1 und η_5 sind schon genau bestimmt. Da nun $\frac{z_1}{z_2} = 0{,}5$ ist, erhält man für:

$$\eta_2 = \eta_4 = \frac{z_1}{z_1 + 0{,}33\left(1 + \frac{z_1}{z_2}\right)} = \frac{20}{20 + 0{,}33\,(1 + 0{,}5)} = 0{,}975$$

und für η_3 mit dem Verhältnis $\frac{R_1}{R_2} = \frac{1}{2}$

$$\eta_3 = 1 - \left(1 + \frac{R_1}{R_2}\right)\varphi_1 \cdot \frac{r}{R_1} = 1 - (1 + 0{,}5) \cdot 0{,}08 \cdot 0{,}218 = 0{,}974$$

und hiermit genauer:

$$\eta = 0{,}248 \cdot 0{,}975 \cdot 0{,}974 \cdot 0{,}975 \cdot 0{,}978 = 0{,}223,$$

welcher Wert vom obigen 0,227 so wenig abweicht, daß die gewonnenen Resultate ohne weiteres beibehalten werden können.

Kondensation und Zwischendampfentnahme.

Von **Otto Marr**, Zivilingenieur in **Leipzig**.

Mit Abbildungen, Fig. 10 u. 11.

Zusammenfassung. Auf Grund der von Prof. Eberle ermittelten Ersparnisse an Dampf = 12,5 bis 18 % bei einzylindrigen und = 28,7 bis 33 % bei Verbundmaschinen, bezogen auf die effektiven Pferdestärken und auf Kondensation, wird darauf hingewiesen, daß diese Werte eine weitere Einbuße erfahren durch den Aufwand für Beschaffung und Rückkühlung des Kühlwassers, durch erhöhte Zinsen und Abschreibungen und durch Erschwerung der Wartung, so daß sich bei Einzylindermaschinen nur ein geringer Teil der im Abdampf steckenden Wärme zu Koch- und Heizzwecken verwerten zu lassen braucht, um den Rest des Nutzens der Kondensation vollständig auszugleichen. Bei Verbundmaschinen dagegen hat die in Aussicht gestellte Ersparnis von 28,7 bis 33 % zur Anwendung der Zwischendampfentnahme geführt, über welche außer einigen älteren nunmehr auch neuere Prüfungsergebnisse vorliegen.

An Hand derselben wird nachgewiesen, daß von der Zwischendampfentnahme mit einiger Sicherheit nur dann ein Vorteil zu erwarten steht, wenn im Mittel für Koch- und Heizdampfzwecke nicht mehr als $^1/_4$ bis $^1/_3$ des Bedarfs an Kraftdampf erforderlich sind. Für einen größeren Verbrauch, wie er z. B. in den meisten Brauereien, Färbereien, Brikett-Fabriken usw. vorliegt, wird die Anwendung gut durchgebildeter Auspuffmaschinen mit niedriger Dampfziffer (Heißdampfmaschinen) empfohlen, indem sich dieselben einfacher und billiger in Betrieb und Unterhaltung stellen, als Verbund-Kondensationsmaschinen mit Zwischendampfentnahme.

Erreicht oder übersteigt der Bedarf für Koch- und Heizzwecke aber gar die Menge des verfügbaren Abdampfes, wie in Zuckerfabriken und in manchen chemischen Fabriken, dann ist auf einen besonders sparsamen Betrieb der Auspuffmaschine weniger Gewicht zu legen, sondern kann oft ein billiger Anschaffungspreis ausschlaggebend werden.

Überall aber sollten wegen etwaiger geringer Ersparnisse im Kohlenverbrauch die Vorzüge einer einfachen übersichtlichen Gesamtanlage nicht unterschätzt werden.

In neuerer Zeit hat die sog. Zwischendampfentnahme*) das Interesse weiter Kreise erweckt, weshalb eine genauere Prüfung ihres event. Nutzens an Hand einiger in namhaften Zeitschriften veröffentlichten Versuchsergebnisse Manchem nicht unwillkommen sein dürfte.

Unter „Zwischendampf" versteht man den im Aufnehmer einer Verbundmaschine, also zwischen Hoch- und Niederdruckzylinder befindlichen Dampf von einer Spannung, die zwischen der des Eintritts- und der des Abdampfes liegt. Durch seine Verwendung will man sowohl die Vorteile der Dampfwärme, als die der Kondensation ausnutzen. Um zu ermitteln, wie weit das möglich ist, müssen wir ausgehen von dem Wert und Zweck der Kondensation des Auspuffdampfes überhaupt, indem ihr, zunächst bei einzylindrigen Maschinen, gegenüber steht seine Verwendung zu Koch- und Heizzwecken, welche unter Umständen einen weit höheren Nutzen abwerfen kann, als er durch Kondensation zu erzielen ist.

Nun wurde durch Prof. Eberle im Jahre 1907 in der dampftechnischen Versuchsanstalt des Bayerischen Revisionsvereins München festgestellt, daß die Abnahme des Bedarfs der mit 10 at. abs. arbeitenden und mit 40 PS belasteten einzylindrischen Auspuffmaschine nach Anschluß an die Kondensation zirka 12,5 % betrug, wogegen sie sich bei Beanspruchung derselben Maschine mit 60 PS auf ca. 18 % stellte.

Nach Umgestaltung in eine Verbundmaschine, ergab sich für denselben Anfangsdruck und eine Leistung von 40 PS eine Ersparnis von 33 %, für eine Belastung mit 60 PS eine solche von 28,7 %, — alles bezogen auf den Verbrauch für wirklich geleistete Arbeit bei freiem Auspuff. Hierbei ist jedoch zu beachten, daß diese Zahlen sämtlich an derselben Maschine gewonnen wurden, die demnach mit den verschiedensten Füllungsgraden zu arbeiten hatte, nämlich zwischen 0,135 und 0,38 bei einzylindrigem und zwischen 0,038 und 0,11 bei Verbundbetrieb, also unter zum Teil ganz ungewöhnlichen Verhältnissen.

Als Mittelwerte für den durch Anwendung von Kondensation bei guten Maschinen zu erzielenden Gewinn dürften wir somit bei einzylindrigen Maschinen bis zu 100 PS ca. 15 %, bei zweizylindrigen Verbundmaschinen bis zu 250 PS ca. 30 % ansehen.

Bei diesen, im Jahrgang 1907 der „Z. d. V. D. I." veröffentlichten Versuchen ist augenscheinlich der Aufwand an Kraft für die zur Kondensation nötigen Pumpen nicht mit berücksichtigt, obgleich derselbe oft recht erheblich wird, besonders wenn dieselben elektrisch angetrieben werden, wie es in neuerer Zeit häufiger vorkommt.

Wird der Kraftbedarf bei Anwendung von Rückkühlung für Anlagen bis zu 300 PS zu rund 3 % veranschlagt, ein gewiß nicht zu hoher Betrag, so steigert er sich durch elektrische Übertragung auf mindestens 4,5 %, welche von dem durch die Kondensation zu erreichenden Gewinn abzuziehen sind, und es verbleiben demnach für die einzylindrigen Maschinen 10 bis 12, für die zweizylindrigen Verbundmaschinen rund 25 %. Damit würde eine Ausstattung der ersteren mit Kondensation nur noch

*) Vgl. meine Veröffentlichung in der Zeitschrift f. Spiritus- und Stärke-Industrie.

in seltenen Fällen zu empfehlen sein, indem der verbleibende geringe Nutzen durch die mit der Wasserbeschaffung oder Rückkühlung verbundenen Kosten und Umstände aufgewogen wird.

Für die Verbundmaschinen jedoch stellt sich die Sache günstiger, da bei ihnen nicht allein der Gewinnsatz ein größerer ist, sondern sich auch auf größere Einheiten bezieht. Hierbei ist jedoch auf die im Abdampf steckende Wärme gar keine Rücksicht genommen; sie wird mit dem Kühlwasser abgeführt, soweit nicht etwa ein meistens verschwindend kleiner Teil desselben zum Speisen oder zu sonstigen Zwecken Verwendung findet. Da aber die Menge des Abdampfs nur wenig geringer ist, als diejenige an Hochdruckdampf, so vermögen wir mit nahezu den gleichen Gewichten beider Arten dieselbe Menge von Wärme zu Koch- und Heizzwecken zu liefern, wenn wir auch bei Abdampf größerer Heizflächen bedürfen, infolge seiner niedrigeren Temperatur.

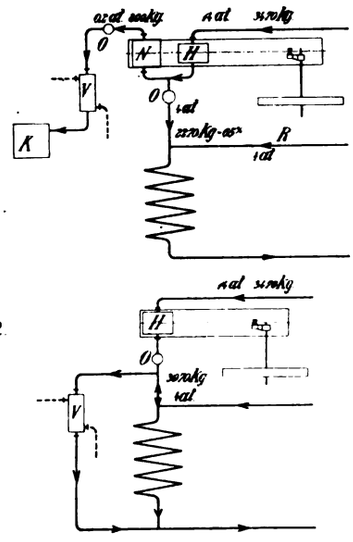


Fig. 10. Z. A.: Kondensation und Zwischendampfentnahme.

Über die einschlägigen Verhältnisse der verschiedenen Dampfarten gibt nachstehende kleine Zusammenstellung die beste Auskunft, wobei im Auge zu behalten ist, daß auf trokkenen Sattdampf in der Praxis nur ausnahmsweise zu rechnen ist, und daß es sich daher empfiehlt, stets einen Feuchtigkeitsgehalt von 3 bis 5 % in Anschlag zu bringen; — für Abdampf, der nur in Ausnahmefällen als trocken oder überhitzt anzusehen ist, gilt das ganz besonders.

Temperatur, Spannung und Wärmewert in WE (Kal.) von Satt- und Heißdampf.

Druck in at. abs.		0,1	1,1	1,2	1,5	3	6	10
Druck in at. Überdruck		— 0,9	0,1	0,2	0,5	2	5	9
Sattdampf trocken	Temp.	46	102	104	111	133	158	179° C
	WW p. kg	616	641	641	644	652	660	666 WE
Sattdampf mit 5% Wasser	Temp.	46	102	104	111	133	158	179° C
	WW p. kg	587	614	614	617	626	635	642 WE
Heißdampf:	Überhitzung	—	8°	16°	19°	47°	72°	100°
„	Temperatur	46°	110°	120°	130°	180°	230°	280°
„	WW per kg	616	644	648	653	675	697	720 WE

Für die meisten Koch- und Heizzwecke dürfte Dampf von niedriger Spannung und Temperatur in weit größerem Umfange, als gewöhnlich angenommen wird, genügen, wenn man nur die benötigten größeren Heizflächen anwendet. Wo das aber nicht möglich, ist zu höheren Spannungen zu greifen, da sich mit etwaiger Überhitzung so gut wie nichts erreichen läßt. 1 kg Dampf, um 50° überhitzt enthält rund 25 WE mehr, als vorher in gesättigtem Zustande; hatte es damals 640 WE, wovon es 540 bis zu seiner Kondensation zu Wasser von 100° abgeben konnte, so stehen jetzt zwar 565 WE aus ihm zur Verfügung, doch verlieren sich die obersten, für die Überhitzung aufgewandten 25 WE, und damit die Überhitzungstemperatur schon auf dem ersten Dreiundzwanzigstel der Heizfläche, indem diese 25 WE nur etwa $^1/_{23}$ der verfügbaren Gesamtwärme darstellen. Die übrigen $^{22}/_{23}$ der Heizfläche werden nach wie vor von Sattdampf mit der seiner Spannung zukommenden niedrigeren Temperatur bestrichen.

Im übrigen darf wohl als allgemein bekannt vorausgesetzt werden, daß auch im Dampf von niedriger Spannung, also auch im Abdampf, ein hoher Heiz- oder Wärmewert steckt, und soll obige Zusammenstellung nur einen schnellen Vergleich mit dem Heiz- oder Wärmewert hochgespannter oder überhitzter Dämpfe ermöglichen.

Schon bei einer oberflächlichen Betrachtung läßt sich aus ihr erkennen, daß bei einer einzylindrigen Auspuffmaschine die Verwertung nur eines geringen Teils ihres Abdampfes zu Koch- und Heizzwecken bereits die gleichen Ersparnisse herbeiführt, wie sie durch Aufstellung einer Kondensationsmaschine in Aussicht stehen.

Bei den im allgemeinen stärkeren Verbundmaschinen muß sich schon ein größerer Prozentsatz an Abdampf verwerten lassen, wenn das gleiche Ziel erreicht werden soll, doch fehlt es dazu recht häufig an ausreichenden Verwendungszwecken. Wohl würde ein beschränkter Teil vom verfügbaren Abdampf dauernd oder zeitweilig benutzt werden können, doch bei weitem nicht soviel, als nötig ist, um eine Kondensationsanlage überflüssig erscheinen zu lassen. Deshalb wurde schon frühzeitig von F. Knüttel*) darauf hingewiesen, daß es für solche Fälle zu empfehlen sei, die Kondensation beizubehalten, aber den für Heiz- oder Kochzwecke nötigen Dampf doch der Maschine zu entnehmen, und zwar zwischen Hoch- und Niederdruckzylinder, wobei er fast nur im ersteren zur Kraftabgabe herangezogen wird. Eine praktische Ausführung dieses Gedankens ist damals jedoch nicht allgemein bekannt geworden, und wir finden erst im Jahre 1904 eine Anlage, bei welcher Aufnehmerdampf verwendet wird, in der Pschorr-Brauerei in München. Aus der Beschreibung derselben von Eberle**) geht hervor, daß der zu bewältigende Kraftverbrauch ca. 300 PS_i betrug; außerdem wurden an Kochdampf von 4 at. abs. stündlich benötigt 2270 kg, sowie für andere Zwecke ca. 800 kg per Stunde mit einer Spannung von 1 bis 1,2 at. abs.

Bei event. Auspuffbetrieb muß eine Maschine also mindestens 2270 kg Abdampf von 4 at. abs. liefern, doch kann seine Menge auch auf 2270 + 800 = 3070 steigen, ohne daß ein besonderer Nachteil entsteht, denn das daran Fehlende muß doch unmittelbar aus den Kesseln ersetzt werden. Diesem Betrag ist noch der für Umsetzung in Maschinenkraft nötige Bedarf an Wärme hinzuzufügen, welcher ungefähr 400 kg Dampf entspricht, so daß im ganzen für den Maschinenbetrieb 3070 + 400 = **3470 kg** oder $\frac{3470}{300}$ = 11,5 kg per Stunde und PS_i verbraucht werden dürfen.

Verwenden wir nun einen auf 270 bis 300° überhitzten Dampf, wie er in der betreffenden Anlage zur Verfügung steht, so werden wir allenfalls mit 3470 — 800 = 2670 kg oder $\frac{2670}{300}$ = 8,9 kg per Stunde und PS_i auszukommen suchen und die für Heizzwecke noch fehlenden 800 kg dem Kessel als Sattdampf entnehmen. Mit diesem Verbrauch dürfte eine mit einem Spannungsabfall von 8 at. arbeitende exakte Einzylinder-Auspuffmaschine auskommen können, so daß die Kesselanlage zu erzeugen hätte: 2670 kg Heißdampf von 280° und 8 + 4 = 12 at. abs. + 800 kg Sattdampf von 1,2 at. abs. Die Verhältnisse lassen sich ohne nennenswerten Einfluß auf den Brennstoffverbrauch noch dahin abändern, daß nur eine Kesselspannung von 11 at. abs. nötig wird.

Die Anordnung würde sich in einfachster Weise nach Fig. 10, Skz. 2 gestalten, wobei der Druck in der Kochdampfleitung mit Hilfe eines Reduzier- und Sicherheitsventils stets selbsttätig auf 4 at. abs. erhalten wird. Der Heizdampf ist dem Kessel unmittelbar zu entziehen und durch ein Reduzierventil in einer Stufe auf seine niedrige Spannung von 1,2 at. abs. zu bringen und dauernd darauf zu erhalten.

Nach diesen Darlegungen läßt sich als Grund für die Ausrüstung der eigens für diesen Zweck erbauten Anlage mit Kesseln für 15 at. abs., sowie mit einer Verbundmaschine für Zwischendampfentnahme und Kondensation nur annehmen, daß Heizdampf von zwei verschiedenen Spannungen benötigt wurde und daß man Schwierigkeiten befürchtete bei dem für Auspuffbetrieb sehr hohen Gegendruck von 4 at. abs. Betriebsersparnisse sind schwerlich mit der in Wirklichkeit nach Fig. 10, Skz. 1*) erbauten Anlage verbunden, deren Herstellungskosten sich jedenfalls wesentlich höher stellen, als bei der Anordnung nach Fig. 10, Skz. 2.

Ganz anders liegen die Verhältnisse bei der einige Jahre später in der Druckerei der „Münchener Neuesten Nachrichten“ errichteten Anlage, welche von Prof. Eberle ebenfalls beschrieben worden ist†).

*) Z. d. Ver. Deutsch. Ing. 1895, S. 1292.

**) Z. d. Bayr Revisions-Vereins 1904, Nr. 20, S. 183.

***) In Fig. 10, Skz. 1 bedeutet: H den Hochdruckzylinder, N den Niederdruckzylinder, O den Ölabscheider, V den Wasseranwärmer, K die Kondensationsanlage, R die Rohrleitung zur Zuführung von reduziertem Kesseldampf zur Heizung und für Kochzwecke.

†) Z. d. Bayr. Revisions-Vereins 1907, Nr. 17 u. 18.

Hier betrug die Leistung der mit überhitztem Dampf von ca. 11 at. abs. arbeitenden Verbund-Kondensationsmaschine bei einer Prüfung ca. 250 PS_e, wobei sich die Spannung im Aufnehmer auf 1,9 at. abs. im Mittel stellte. Von den stündlich in den Hochdruckzylinder geleiteten 2150 kg Dampf wurden nur 574 kg, also ca. 27 %, dem Aufnehmer für Heizzwecke entzogen, für welche die niedrige Aufnehmerspannung vollauf genügte.

Für die gleiche Kraftleistung ohne Zwischendampfentnahme hätte dieselbe Maschine nach einem zweiten Versuche rund 2050 kg, also nur ca. 100 kg Dampf weniger gebraucht; — bei einer Verbundmaschine ohne Kondensation aber hätte auf etwa 2800 kg Dampf stündlich gerechnet werden müssen. Das würde einem Zuwachs von rund 650 kg, bezw. bei Annahme von 3000 Arbeitsstunden und unter Zugrundelegung des in der vorliegenden Anlage sehr hohen Dampfpreises von Mk. 3,46 per 1000 kg einem jährlichen Mehraufwand von $3 \cdot 650 \cdot 3{,}46 = 6750$ Mk. entsprechen, so daß in diesem Falle von einer Fortlassung der Kondensation keine Rede sein kann.

Die durch die Zwischendampfentnahme erzielbaren Erparnisse entziehen sich leider jeder Schätzung, da in der betreffenden Abhandlung nicht angegeben ist, wie tief sich die Außentemperatur an dem Prüfungstage im Februar stellte, an welchem dem Aufnehmer stündlich 574 kg für die Heizung entzogen wurden, und an wieviel Tagen im Jahr der Bedarf größer oder kleiner war.

Im Anfang des Jahres 1912, und zwar in Nr. 1 bis 5 der Z. d. V. D. I. wurden weitere eingehende Mitteilungen über Einrichtungen zur Verwertung der Zwischendampfwärme für Heiz- und Kochzwecke durch Ingenieur Hottinger veröffentlicht.

Von den dort am eingehendsten besprochenen Anlagen ist die erste in der Brauerei von R. Leicht in Vaehingen bei Stuttgart ausgeführt und schematisch wiedergegeben durch Fig. 11*).

Abgesehen von älteren, nicht mitgezeichneten Reserven setzt sie sich aus mehreren Maschinen zusammen, von denen die erste, eine einzylindrige Hochdruck-Auspuffmaschine, mit auf rund 270° überhitztem Dampf von ca. 16 at. abs. betrieben, ihren Abdampf mit 9 at. abs. weitergibt. Mit dieser Spannung gelangt er in eine Verbund-Kondensationsmaschine, aus deren Aufnehmer die zum Kochen benötigte Menge mit einer Spannung von 2,1 bis 2,2 at. abs. entnommen wird.

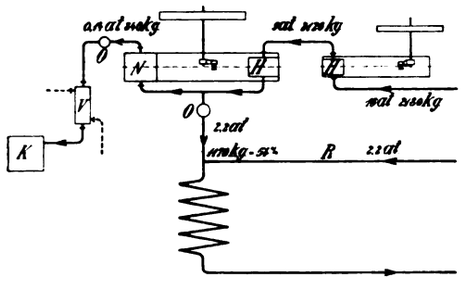


Fig. 11. Z. A.: Kondensation und Zwischendampfentnahme.

Während eines, sich am 23. Januar 1908 über sechs Stunden Vollbelastung erstreckenden Versuchs ergaben sich folgende, auch aus Fig. 11 zu entnehmende Daten:

Abs. Dampfspannung beim Eintritt	Abs. Dampfspannung beim Austritt	Temperatur beim Eintritt	Stündlich verbrauchte Dampfmenge	Leistung
a) für die Einglieder-Maschine:				
16 kg p. qcm	9 kg p. qcm	269°	2190 kg	97 PS_i
b) für die Verbund-Kondensationsmaschine:				
9 kg p. qcm	1,14 kg p. qcm	192°	—	224 PS_i

c) zur Kondensation wurden nach Verwertung im Vorwärmer abgeführt, außer dem Kondensat aus Entöler, Dampfmänteln u. dgl., ca. 716 kg,

d) für den Aufnehmer betrug:

die absolute Dampfspannung:	die stündliche Entnahme:
2,2 kg per qcm.	1304 kg.

*) Die Bedeutung der Buchstaben ist hier dieselbe wie in Skizze 1.

(Fortsetzung folgt.)

Wechselstrom- und Gleichstrom-Dampfmaschine.

Ein Vergleich.

Mit Abbildungen, Fig. 12 bis 14.

Zusammenfassung. Es wird ein Vergleich zwischen der Wechselstrom- und der Gleichstrom-Dampfmaschine gezogen, wobei erstere als die empfehlenswertere hingestellt wird.

Die Gleichstrom-Dampfmaschine hat sowohl wegen ihrer Bauart als auch ihres geringen Dampfverbrauches seinerzeit berechtigtes Aufsehen erregt. Weniger bekannt dagegen dürften die mit dem Gleichstromprinzip und dessen Anwendung unvermeidlich verbundenen Nachteile sein, die von den Fabrikanten solcher Maschinen naturgemäß verschwiegen werden, obwohl sie schon in mehreren Abhandlungen und auch in den Diskussionen der Fachvereine eingehend dargelegt worden sind.

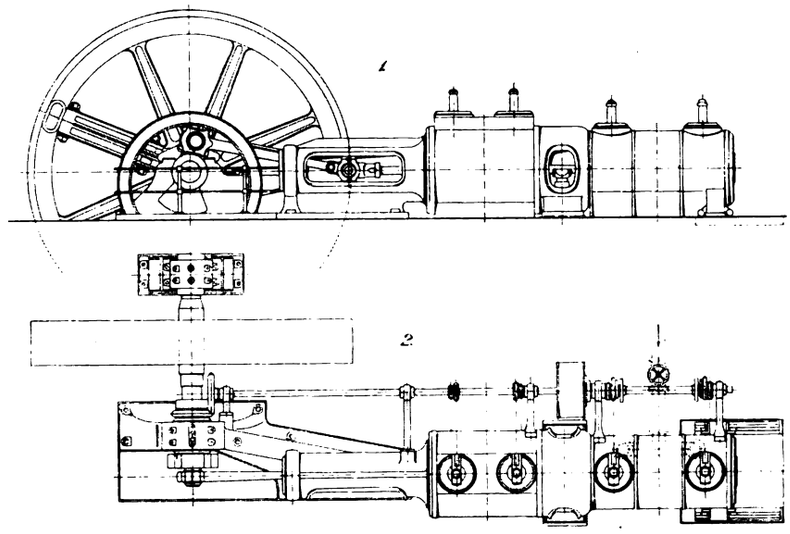


Fig. 12. Z. A.: Wechselstrom- und Gleichstrom-Dampfmaschine.

Diese Nachteile bestehen, so schreibt uns die Sundwiger Eisenhütte A.-G. in folgendem:

1. Der Kolben, der stets mit den Auslaßschlitzen in Berührung steht, also gewissermaßen in einem kalten Umschlag läuft, bleibt auf seiner ganzen Oberfläche dauernd mit der bei Gleichstrommaschinen besonders niedrigen Kondensator-Temperatur in Verbindung, er wird also dauernd in höherem Maße gekühlt, als der Kolben der gewöhnlichen Wechselstrommaschine. Er muß diese niedrige Temperatur natürlich an seine Stirnwände abgeben, die bis dicht an die Zylinderdeckel heranreichen. Es wird also, genau genommen, die niedrige Temperatur des Kondensators durch den Kolben der Maschine in den Dampfzylinder übertragen.

2. Wegen des großen Kompressionsweges (also nicht des thermischen Effektes, sondern einer Eigenschaft der Steuerung wegen) ist bei Gleichstrom-Dampfmaschinen die Anwendung eines hohen Vakuums erforderlich. Dieses hohe Vakuum kann aber thermisch gar nicht ausgenutzt werden, denn der Gewinn an Diagrammfläche durch besseres Vakuum steht in keinem Verhältnis zu dem Verlust an Diagrammfläche infolge der großen Kompressionsarbeit.

3. Das hohe Vakuum erfordert einen großen Wasserbedarf — z. B. in einem mitgeteilten Fall 30 l pro kg Dampf bei 12° Wassertemperatur und 0,075 at. abs. im Kondensator — ferner überhaupt einen größeren Energieaufwand. Dieser wird, wie Professor Josse bewiesen hat, auch schon bei normaler Kompression nicht aufgewogen durch Zunahme an Diagrammfläche. Bei der Gleichstrom-Dampfmaschine mit der hohen Kompression ist der wirtschaftliche Nachteil noch größer.

Die hier dargelegten Nachteile des Gleichstromprinzips halten sich jedenfalls mit den von anderer Seite geschilderten Vorteilen ungefähr die Wage. Mindestens darf man behaupten, daß in Fachkreisen jetzt immer mehr die Ansicht durchdringt, daß der günstige Dampfverbrauch, der übrigens hier gar nicht angezweifelt werden soll, weniger auf die Anwendung des Gleichstromprinzips zurückzuführen ist, als vielmehr auf die, wenn man so sagen darf, „auf die Spitze getriebene" Verringerung des schädlichen Raumes,

auf die ausgiebige Deckelheizung und die Umspülung der Einlaßventilsitze mit Frischdampf.

Daß dies nicht nur eine Vermutung ist, sondern auf tatsächlichen Versuchsergebnissen beruht, wird dadurch bewiesen, daß zurzeit eine ganze Anzahl Firmen, Einzylindermaschinen nach dem genannten Prinzip, also mit Ein- und Auslaßventilen in den Zylinderdeckeln bauen, und daß sie mit diesen Maschinen genau dieselben günstigen Dampfverbrauchszahlen erreichen, wie sie mit Gleichstrom-Maschinen erzielt werden.

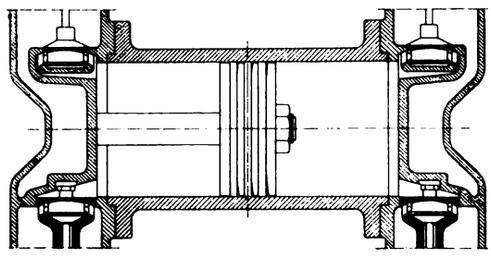


Fig. 13. Z. A.: Wechselstrom- und Gleichstrom-Dampfmaschine.

In konstruktiver Beziehung ist nach unserer Ansicht entschieden der Wechselstrom-Maschine mit den Ventilen in den Deckeln, wie sie die Abbildungen Fig. 12 u. 14 darstellen, der Vorzug zu geben, da der altbewährte leichte Kolben, der zu keinen Schwierigkeiten bezüglich der Schmierung Veranlassung gibt, verwandt wird, und da ferner die Baulänge kürzer ist als bei der Gleichstrommaschine.

Wenn nun in wirtschaftlicher und konstruktiver Beziehung die letztere gegenüber der Wechselstrom-Maschine mit Ventilen in den Deckeln nichts voraus hat, so dürfte sie hinsichtlich der Größe der Anwendungsmöglichkeit der Wechselstrom-Maschine sogar unterlegen sein. Allerdings werden die Schwierigkeiten, die sich bei Auspuffbetrieb der Anwendung der Gleichstrom-Dampfmaschine entgegenstellen, verschwiegen, es wird jedoch zugegeben, daß bei Auspuffbetrieb der schädliche Raum in künstlicher Weise stark vergrößert werden muß, damit keine zu hohe Kompression entsteht. Einer der Hauptvorzüge der neuen Maschine, nämlich der geringe schädliche Raum, wird also bei Auspuffbetrieb gerade in das Gegenteil umgewandelt. Daher kommt es denn auch, daß selbst von Anhängern der Gleichstromdampfmaschine heute in Veröffentlichungen offen zugegeben wird, daß bei Auspuffbetrieb die Gleichstrommaschine nicht vorteilhafter arbeite als eine gewöhnliche Wechselstrommaschine, d. h. also eine Maschine bisheriger Konstruktion mit Ventilen im Zylindermantel. Da jedoch die neue Wechselstrommaschine mit Ventilen in den Deckeln ihre kleinen schädlichen Räume beibehält, so stellt sie sich bei Auspuffbetrieb erheblich günstiger als die Gleichstrommaschine und verbraucht beispielsweise bei 10 at. und 300° Dampftemperatur nur 1,0 kg mehr Dampf als mit normaler Kondensation.

Aber nicht nur bei Auspuffbetrieb, sondern auch bei Mangel an Frischwasser, bei höherer Wassertemperatur oder bei schwankendem Vakuum ist die Gleichstrom-Dampfmaschine ungeeignet, da sie hohes Vakuum braucht und gegen Schwankungen der Luftleere sehr empfindlich ist. Schließlich kommt die Gleichstrommaschine überall dort nicht in Frage, wo der Abdampf für Heiz- oder andere Zwecke verwendet werden soll. Und dies kommt heutzutage bei einem sehr großen Prozentsatz aller Dampfmaschinen vor; zum mindesten bei kleinen und mittleren Anlagen ist es direkt notwendig, sein Augenmerk auf diesen Punkt zu richten.

Bei größeren Anlagen wird man auch heute noch die Verbundmaschine nicht entbehren können. Denn wenn bei einer Verbundmaschine bisheriger Konstruktion der Hochdruckzylinder in der neuen Bauart, d. h. mit Ventilen in den Zylinderdeckeln, ausgeführt wird, dann wird dadurch der Dampfverbrauch gegenüber der Verbundmaschine bisheriger Konstruktion um etwa 14 % verbessert. Aber auch gegenüber der neuen Einzylindermaschine mit Ventilen in den Deckeln beträgt die Verbesserung etwa eben soviel. Die sich hierdurch ergebende Ersparnis an Kohlen macht gegenüber der Einzylindermaschine so viel aus, daß sich die höheren Anschaffungskosten der Verbundmaschine bald bezahlt machen. Auch in dieser Beziehung versagt aber die Gleichstrom-Maschine, da sie wegen ihres langen Kompressionsweges nicht in eine Verbundmaschine umgebaut werden kann.*)

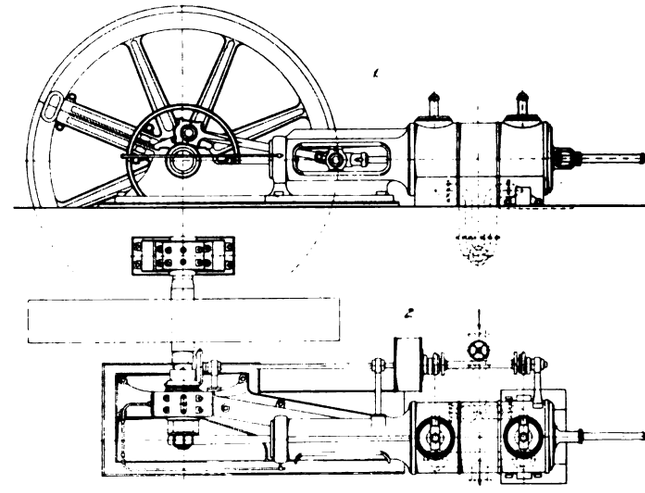


Fig. 14. Z. A: Wechselstrom- und Gleichstrom-Dampfmaschine.

*) Wir geben vorstehende Zuschrift wieder in der Hoffnung, daß sie die Anregung zu einem lebhaften Meinungsaustausch über diese beiden an sich ja so vorzüglichen Maschinensysteme gibt.
D. Red.

Sprechsaal.

Dieser Raum steht den Abonnenten und Inserenten der Zeitschrift zur freien Aussprache über technische Fragen und Vorkommnisse zur Verfügung.

Reklamen für einzelne Werke bezl. Firmen sind dabei jedoch ausgeschlossen. Ebenso lehnt die Redaktion die Verantwortung für diese Korrespondenz ab.
D. Redaktion.

Wie lauten die Bestimmungen über den Patentausführungszwang? Diese Frage beantwortet das Patentbureau Ingenieur Carl Fr. Reichelt in Berlin SW. 48 wie folgt:

An Stelle des § 11 des Patentgesetzes treten jetzt folgende Vorschriften:

„Verweigert der Patentinhaber einem anderen die Erlaubnis zur Benutzung der Erfindung auch bei Angebot einer angemessenen Vergütung und Sicherheitsleistung, so kann, wenn die Erteilung der Erlaubnis im öffentlichen Interesse geboten ist, dem anderen die Berechtigung zur Benutzung der Erfindung zugesprochen werden (Zwangslizenz). Die Berechtigung kann eingeschränkt erteilt und von Bedingungen abhängig gemacht werden.

Das Patent kann, soweit nicht Staatsverträge entgegenstehen, zurückgenommen werden, wenn die Erfindung ausschließlich oder hauptsächlich außerhalb des deutschen Reiches oder der Schutzgebiete ausgeführt wird. Die Übertragung des Patentes auf einen anderen ist insofern wirkungslos, als sie nur den Zweck hat, der Zurücknahme zu entgehen.

Vor Ablauf von drei Jahren seit der Bekanntmachung der Erteilung des Patentes kann eine Entscheidung nach Absatz 1, 2 gegen den Patentinhaber nicht getroffen werden."

Dieses Gesetz ist am 1. Juli 1912 nach Kaiserlicher Verordnung in Kraft getreten.

Wie die Fassung des neuen Gesetzes ergibt, wird die Ausführung der patentierten Erfindung nicht mehr allgemein gefordert. In der Begründung des Gesetzes wird gesagt, daß die Besorgnis, durch die Beseitigung des Ausführungszwanges werde die Gefahr monopolistischer Ausbeutung der Erfindung herbeigeführt, nach den bisherigen Erfahrungen unbegründet sei. Falls aber im einzelnen Falle eine Erfindung, deren Einführung in den Verkehr durch allgemeine oder wirtschaftliche Rücksichten geboten ist, nicht ausgeübt wird, kann sie durch die vorliegende Einführung der Zwangslizenz dem Verkehr zugänglich gemacht werden. Namhafte Vertreter der Industrie und der Wissenschaft sowie angesehene Körperschaften und Vereine, darunter der Verein zum Schutze des gewerblichen Eigentums, sind deshalb für die Beseitigung des Ausführungszwanges und seine Ersetzung durch den Lizenzzwang eingetreten. Auch im Auslande haben diese Bestrebungen Beifall gefunden.

Der Grundsatz, die Ausführung der patentierten Erfindung nicht mehr allgemein zu fordern, läßt sich jedoch nicht unbeschränkt durchführen, vielmehr wird gemäß Absatz 2 an der Zulässigkeit der Zurücknahme des Patentes festgehalten, wenn die Erfindung ausschließlich oder in der Hauptsache im Auslande ausgeführt wird, wobei es keinen Unterschied begründet, ob dies durch einen Deutschen oder einen Ausländer geschieht. Diese Vorschrift ist, solange die Gesetze des Auslandes die Ausführung der dort genommenen Patente verlangen, durch die Notwendigkeit der Abwehr im Interesse unserer heimischen Industrie geboten.

Januar 1913.

Der prakt. Kraftmaschinenbau und -Betrieb

Branchen-Ausgabe II des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur".

Schriftleitung: Ingenieur F. Wilcke, Leipzig.

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Die Dieselmaschine
Bauart Christoph-Niesky.

Mit Abbildungen, Fig. 15 u. 16.

Zusammenfassung. Beschrieben wird die Dieselmaschine, Bauart Christoph-Niesky, unter gleichzeitigem Hinweis auf Fehler, die bei älteren Maschinen dieses Systems gemacht worden sind. Die Maschine ist stehender Bauart mit geteiltem Kolben, Anpreßkörpern im Kolbenzapfen, offenem Gestell usw. ausgeführt.

Die Dieselmaschinen der Maschinenfabrik J. E. Christoph Aktiengesellschaft in Niesky (O.-L.), auf die wir schon gelegentlich der Abhandlung „Neuere Dieselmaschinen" in Heft 24 des letzten Jahres kurz zu sprechen kamen, zeigen im allgemeinen die Form und Anordnung der stehenden normalen Dieselmaschine nach Bauart der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg, die sich in vieljährigem Betriebe bewährt hat; doch sind, wie uns die genannte Firma mitteilt, auch wesentliche Änderungen vorgenommen worden, die mehr Übersichtlichkeit, leichtere Montage und vereinfachte Fabrikation bezwecken.

Die Grundplatte mit unten geschlossenem und durch eingegossene Gasrohre in Verbindung stehendem Kurbelkasten hat auf der Unterseite der Länge nach Bearbeitungsleisten, die zuerst gehobelt werden, damit dieses größte Stück leicht und genau auf den verschiedenen Bearbeitungsmaschinen justiert werden kann. Alle Kernlöcher im Boden der Grundplatte, durch die Schmieröl in das Fundament gelangen kann, sind verschraubt, weil, wie man weiß, dieses Öl das Mauerwerk zerstört. Für die Verbindung mit dem Ständer sind Stiftschrauben vorgesehen, die zweckentsprechend und billiger sind, als Schraubenbolzen mit Doppelmutter und Stützstiel.

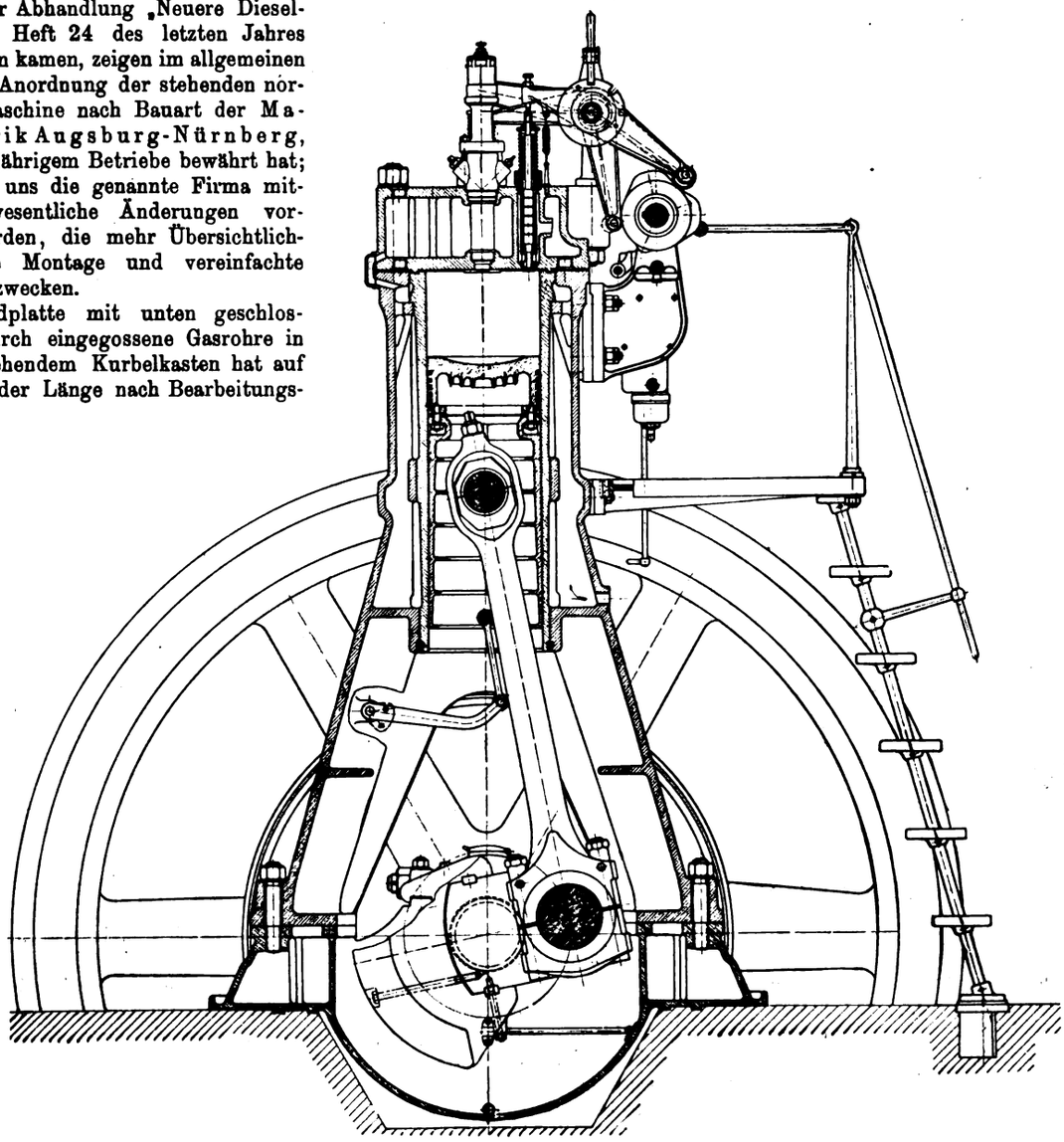


Fig. 15. Z. A.: Die Dieselmaschine.

Die Kurbellager mit Weißmetallfutter haben Ringschmierung, Um das aus den Kurbellagern austretende Schmieröl aufzufangen, sind an der Grundplatte resp. am Lagerdeckel Ölschalen angegossen. Die übliche Ausführung, kleine Ölnuten in die Lagerschalen einzudrehen und durch verhältnismäßig enge Bohrungen das Öl in den Sammelraum zurückzuleiten, hat sich eben bisweilen als unzulänglich erwiesen. Die Ölsammelräume aller Kurbellager sind durch eine Rohrleitung verbunden; ein Ölstandsglas zeigt das gemeinsame Niveau an.

Der Kurbelzapfen wird durch einen Schleuderring geschmiert.

Die Verbindungsschrauben für den unteren Kopf der Schubstange haben der größeren Festigkeit wegen Gas- oder Feingewinde. Aus demselben Grunde ist der obere Stangenkopf geschlossen. Es erscheint nicht recht verständlich, wie dieser vielfach geteilt mit kleinen Schrauben ausgeführt wurde, deren Festigkeit $^1/_3$ mal, ja sogar $^1/_4$ mal geringer ist, als die der unteren Schrauben. Erstere waren wohl stark genug, um die Beschleunigungskräfte der schwingenden Massen aufzunehmen; wenn aber nach Ingangsetzen der Maschine durch Wärmeeinflüsse oder aus anderen Ursachen der Kolben sich im Zylinder festklemmte, rissen die schweren, in Bewegung befindlichen Schwungmassen die kleinen Schrauben unfehlbar durch. Die Nachstellbarkeit des oberen Schubstangenlagers bleibt bei dem langen Tauchkolben zwar etwas umständlich, aber sicher sind viele Betriebsunfälle der genannt. Art auf die unzweckmäßige Konstruktion des oberen geteilten Kopfes zurückzuführen.

Der Kolben ist zweiteilig ausgeführt, damit das Bodenstück, falls es infolge von Gußspannungen Risse bekommt, ausgewechselt werden kann. Um diese Risse nach Möglichkeit zu vermeiden, ist der Boden durch ringförmige Rippen versteift. Diese Anordnung hat sich brauchbarer erwiesen, als radiale Rippen.

Der Kolbenzapfen enthält einen Anpreßkörper aus Bronze,

der das durch die Zylinderwand eintretende Schmiermittel auffängt. — Der Fuß des Gestells ist, um beim Guß schwere Kerne zu vermeiden, nicht kastenförmig, sondern auf der Innenseite offen mit Rippen ausgeführt. Die Konstruktion des oberen Teiles gestattet, daß das Kühlwasser bis zur höchsten Stelle zwischen Gestell und Zylinder gelangen kann, von wo es durch zwei Überführungsstücke in den Deckel tritt. In diesen ist für das Brennstoffventil eine Stahlbüchse zentral eingeschraubt, damit nicht eine Anhäufung von Guß Anlaß zur Rißbildung geben kann.

Eine Ausnehmung am Deckel gestattet, ohne daß die Steuerhebel, deren Welle und Stützen demontiert werden mußten, das Brennstoffventil herauszunehmen. Um dessen Bauhöhe möglichst

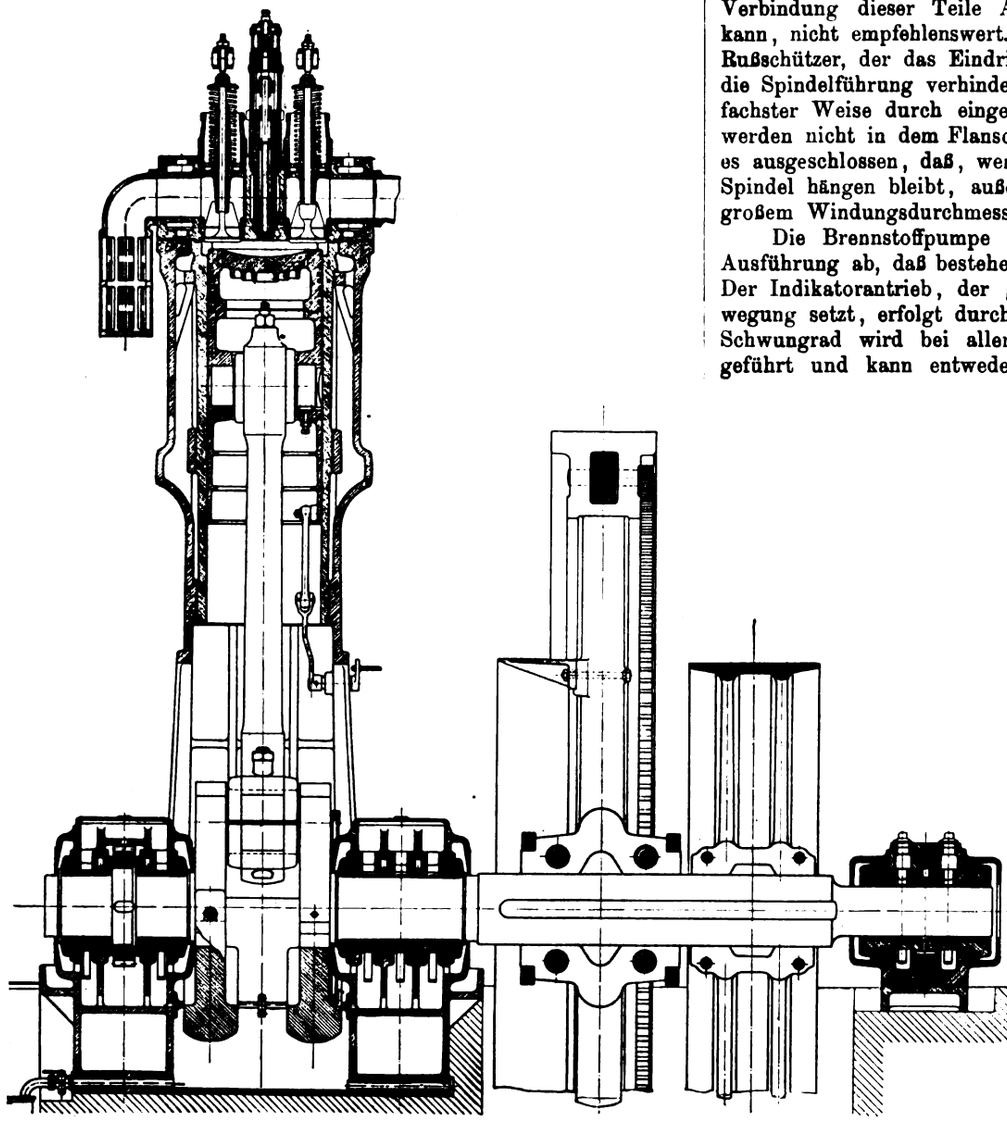


Fig. 16. Z. A.: Die Dieselmaschine.

zu beschränken, ist die Einstellung der Nadel in den Hebelkopf verlegt; das Gleiche bezweckt die Ausbildung des Federtellers als Führungsstück.

Als Packung haben sich die bekannten Vulkabestonringe bewährt; alle anderen Zusatzpackungen, wie z. B. Bleispäne, die, nebenbei bemerkt, ein sorgfältiges und zeitraubendes Einstampfen sowie Schleifen erfordern, sind damit entbehrlich geworden. Durch einen eingelegten, perforierten Metallring kann von einer kleinen Schmiervase aus etwas Lampenpetroleum an die Brennstoffnadel gebracht werden, falls diese sich schwer in der Packung bewegt. — Es mag hier eingefügt sein, daß auch die Spindeln aller Ventile im Deckel nur durch Petroleum, keinesfalls durch Schmieröl, gangbar gemacht werden dürfen, da das letztere festbrennt. —

Die Brennstoffnadel, die von einigen Firmen aus Grauguß hergestellt wird, ist hier aus Stahl, weil dieses Material allen berechtigten Anforderungen genügt und große Sicherheit gegen Zerbrechen bietet. Der Federkorb ist so ausgeführt, daß beim Aufschrauben die ersten Gänge des Gewindes nicht durch den bedeutenden Federdruck belastet werden.

Die Spindel des Auslaßventiles ist nicht durch eine Stopfbüchse abgedichtet, die durch zu festes Anziehen das Hängenbleiben resp. den zu späten Schluß der Spindel und im ungünstigsten Falle schwere Betriebsunfälle veranlassen kann. Eine sorgfältig geschliffene und eingepaßte Spindel mit Nuten dichtet genügend während der kurzen Druckperiode beim Anlassen.

Die Spindeln vom Einsaug- und Auspuffventil sind aus Stahl. Den Ventilteller des Auspuffventils mit einem Gußeisensitz, der den heißen Verbrennungsgasen besser Widerstand leistet, zu versehen, scheint bei diesen Maschinen in Anbetracht, daß keine Verbindung dieser Teile Anspruch auf Zuverlässigkeit erheben kann, nicht empfehlenswert. Dagegen erhielt diese Spindel einen Rußschützer, der das Eindringen von Verbrennungsrückständen in die Spindelführung verhindern soll. Die Federteller sind in einfachster Weise durch eingelegte zweiteilige Ringe befestigt und werden nicht in dem Flanschenaufsatzstück geführt. Dadurch ist es ausgeschlossen, daß, wenn letztere schief angezogen wird, die Spindel hängen bleibt, außerdem lassen sich leichter Federn mit großem Windungsdurchmesser einbauen, die seltener brechen.

Die Brennstoffpumpe weicht nur soweit von der üblichen Ausführung ab, daß bestehende Schutzrechte nicht verletzt werden. Der Indikatorantrieb, der gleichzeitig die Schmierpressen in Bewegung setzt, erfolgt durch ein Gestänge vom Kolben aus. Das Schwungrad wird bei allen größeren Maschinen zweiteilig ausgeführt und kann entweder gesprengt oder an den Stoßflächen gehobelt werden. Die erstere Ausführung verlangt weniger Bearbeitung, hat aber den Nachteil, daß bei Beschädigung der Bruchflächen die Radhälften schlecht zusammenpassen. Der innere Rand des Kranzes wird abgedreht. Vielfach wird dieses unterlassen; infolgedessen macht das in Bewegung befindliche Rad einen exzentrischen, unruhigen Eindruck.

Die komprimierte Luft vom Hoch- und Niederdruckzylinder muß, bevor sie das Gehäuse verläßt, eine dem Kühlwasser für den Zylinder eingelagerte Rohrschlange passieren, damit selbst bei den infolge unaufmerksamer Wartung bisweilen auftretenden Schmierölzündungen keine lästige Erwärmung der Druckrohre auftritt.

Um große schädliche Räume zu vermeiden, sind die Kolbenböden des Kompressors kugelförmig ausgebildet und die ungesteuerten Ventile geneigt zur Zylinderachse eingebaut. Die übrigen Teile gleichen denen anderer Kompressoren.

Für alle stark beanspruchten Teile der Maschine sind nur hochwertige Materialien verwandt: Siemens-Martinstahl bis zu 5000 kg/cm² Zugfestigkeit und 20 % Dehnung für die Kurbelwelle, zäher Flußstahl für die Schubstange, den Kolbenzapfen, die Ventilspindeln und die kleinen Zapfen mit gehärteter Lauffläche, Spezialguß für den Einsatzzylinder und das Gehäuse der Brennstoffpumpe, Phosphorbronze für hochbelastete kleinere Lager und Pumpenventile usw. Ch.

Neuere Kompensatoren.

Mit Abbildungen, Fig. 17 bis 19.

Zusammenfassung. Beschrieben sind: eine elastische Dehnungs-Stopfbüchse für achsiale Bewegung, eine Kugelgelenkverbindung und eine Drehstopfbüchse. Alle drei wurden praktisch schon angewandt.

In der letzten Zeit konnte derjenige, der im praktischen Betriebe steht, wieder einmal die Beobachtung machen, daß er mit

Angeboten von neuen Kompensatoren geradezu überlaufen wurde. Dieses Überangebot solcher Einrichtungen hängt zwar mit der gewaltigen Entwicklung des Dampfmaschinen- und Dampfturbinenbaues eng zusammen, findet aber streng genommen darin doch nicht ausreichende Erklärung. Einmal erfüllen die derzeit wirklich eingeführten Kompensatoren alle ihren Zweck und weiter scheinen sie auch genügend zuverlässig zu sein, da tatsächlich in den letzten Jahren durch die Presse nichts über Unfälle infolge Bruch eines Kompensators berichtet wurde.

Zu jenen Ausgleichvorrichtungen, die dort, wo sie arbeiten, ihre Aufgabe auch erfüllen, gehören die durch Fig. 17 bis 19 veranschaulichten. Alle drei sind Ausführungen der Firma Schäffer & Budenberg in Magdeburg-Buckau.

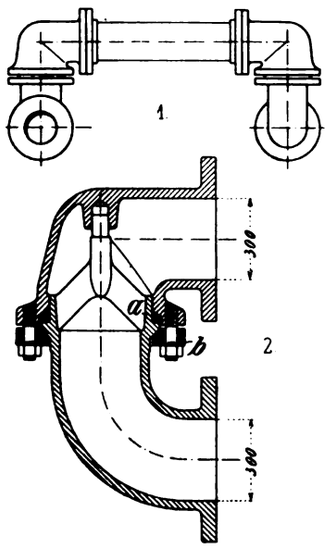


Fig. 17.

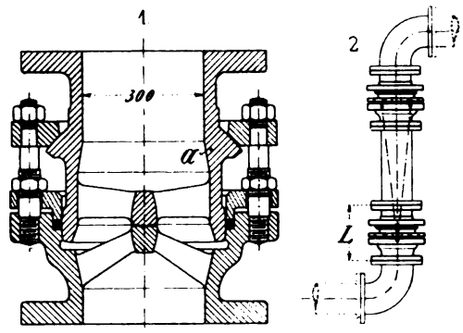


Fig. 18.

Fig. 17 u. 18. Z. A.: Neuere Kompensatoren.

Die erste davon ist eine entlastete Dehnungs-Stopfbüchse für axiale Bewegung. Wie Fig. 19 erkennen läßt, ist die Konstruktion einfach, ebenso kann die Büchse sich frei bewegen. Im weiteren hat sie nur zwei Verpackungsringe, die leicht zugängig sind, weil der eine in der Stopfbüchse a überhaupt freiliegt, während der in derjenigen b von der Seite aus gefaßt werden kann. Die Verschiebung beträgt bei diesen Stopfbüchsen 200 mm.

Die Ausführung erfolgt in allen Größen und zwar in Gußeisen bis zu 5 at. und in Stahlguß bis zu 15 at. Betriebsdruck. Die Grundringe der Stopfbüchsen bestehen je nach dem Verwendungzweck aus Nickel, Nickelbronze und Rotguß. Das Kondenswasser wird durch einen bei c in den festen Teil der Kompensationsvorrichtung eingeschraubten Kondenswasserhahn abgelassen. Rippen dienen zur Versteifung des Hauptkörpers vom Kompensator.

Fig. 18 stellt eine Kugelgelenkverbindung nach Patent 226 683 dar. Bei dieser Verbindung wird der innere Druck, wie bei einer gewöhnlichen Flanschenverbindung durch einen vollen Schraubenkranz aufgenommen. Mit Gewinde aufgeschraubte Bunde sind vermieden. Die Kugelflächen a, welche den Druck aufnehmen, liegen außen; sie werden durch Flockengraphit geschmiert und glatt gehalten, um so eine dauernde Beweglichkeit der Verbindung zu sichern. Gegen das Zusammenziehen unter dem Einfluß der Luftleere schützt sie eine Stütze im Mittelpunkt der Kugel.

Durch die praktische Verwendung dieser Verbindung wurde festgestellt, daß man die Packung nur selten nachzuziehen braucht, und wenn es wirklich einmal nötig ist, so kann das Nachziehen während des Betriebes erfolgen.

Die Verbindung wird bis zu einer lichten Weite von 300 mm ausgeführt. Über ihren Einbau in den Rohrstrang gibt die Skz. 2 der Abbildung, Fig. 18 Auskunft, aus der man sieht, daß stets zwei solcher Verbindungen nebeneinander angeordnet werden.

Die dritte Verbindung ist eine sogenannte Drehstopfbüchse, die nach demselben Patent wie die Verbindung Fig. 18 konstruiert wurde, d. h. auch bei dieser Konstruktion wird der innere Druck durch einen vollen äußeren Schraubenkranz aufgenommen und das Nachdichten ist nur in längeren Zeiträumen erforderlich. Man bedient sich dazu der Muttern der Flanschen. Aufgeschraubte Bunde sind auch bei dieser Drehstopfbüchse vermieden. Die Abdichtungsflächen zwischen Oberteil a und loser Flansche b werden mit Graphit geschmiert. Die Ausführung erfolgt wiederum bis 300 mm und die Anwendung ebenfalls nach Skz. 1 Fig. 17 in Paaren.

Kondensation und Zwischendampfentnahme.

Von **Otto Marr**, Zivilingenieur in **Leipzig.**

Mit Abbildungen, Fig. 20 u. 21.

(Schluß aus Heft 1.)

Die Leistung beider Maschinen zusammen betrug 321 PS_i, und kamen demnach auf 1 PS_i stündlich ca. 6,8 kg Dampf von ca. 270° und 16 at. abs. In der Verbundmaschine allein dagegen wurden einschließlich des entnommenen Zwischendampfes verbraucht: $\frac{2190}{224} = 9{,}77$ kg von 9 at. abs. und 192°.

Für uns tritt nun die Frage auf, wie hoch der Verbrauch sich stellen würde: 1. wenn anstatt der beiden Maschinen nur eine zweizylindrige Verbund-Auspuffmaschine zur Aufstellung gelangt wäre? 2. wenn eine einzylindrige Auspuffmaschine für die jetzige Verbund-Kondensationsmaschine mit Rückkühlung genommen worden wäre?

Beides ist im Grunde dasselbe und muß zu gleichen Ergebnissen führen, wenn die Spannungsabfälle in den einzelnen Zylindern in beiden Fällen gleichgehalten werden.

Die schematische Anordnung würde mithin der in Fig. 20 wiedergegebenen entsprechen, deren überlegene Einfachheit gegenüber derjenigen nach Fig. 11 sofort einleuchtet.

Behalten wir für den ersten Zylinder dieselben Verhältnisse bei, wie sie jetzt für die Auspuffmaschine bestehen, also 16 at. abs. und 270° für den Eintritts- und 9 at. abs. bei mäßiger Überhitzung für den Austrittsdampf, so muß dieser im zweiten Zylinder bei 2 at. abs. Austrittsspannung noch 224 PS_i abgeben, wenn die Leistung dieselbe wie bisher bleiben soll.

Nach den Angaben von Hrabak*) steht bei einzylindrigen gut gebauten Auspuffmaschinen (denn als einzylindrige Auspuffmaschine läßt sich der zweite Zylinder betrachten), welche mit 9 — 2 = 7 at. Überdruck arbeiten, ein Dampfverbrauch von ca.

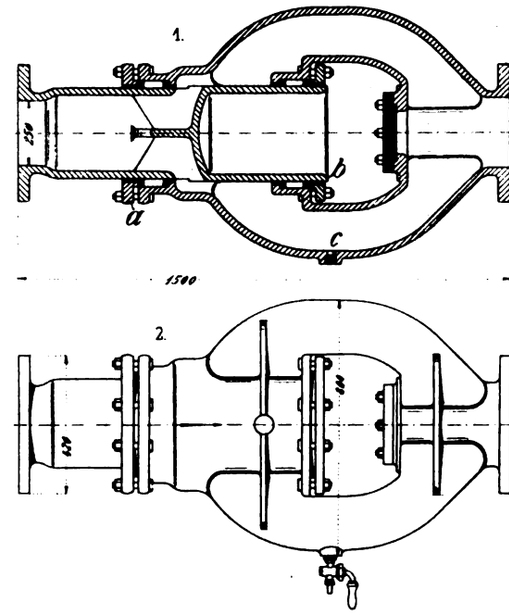


Fig. 19. Z. A.: Neuere Kompensatoren.

9,9 kg per PS_i und Stunde zu erwarten, welcher demjenigen von 9,77 kg der Verbundmaschinen mit Rückkühlung mindestens gleichwertig ist, indem der letztere noch um den Aufwand für Luft- und Wasserpumpenbetrieb zu erhöhen ist.

*) Hilfstabellen für Dampfmaschinen-Techniker, 1897, 1. Teil, S. 192 bis 195.

Da die Anlage von Gebr. Sulzer herrührt, deren Maschinen unzweifelhaft zu den gut konstruierten zu zählen sind, ergibt sich, daß weder die Verbundanordnung, noch die Kondensation mit der Rückkühlung, noch die Zwischendampfentnahme eine Ersparnis an Brennstoff gegenüber einer einzylindrigen Auspuffmaschine guter Herkunft zu bewirken vermag.

Die Menge des abgezapften Kochdampfes beträgt nahezu 60 % der Gesamtmenge, doch haben wir Ursache, anzunehmen, daß sie sogar bis auf 50 % sinken kann, ohne daß sich die Umstände zu ungunsten des Auspuffbetriebes wesentlich verschieben.

In dieser Annahme werden wir bestärkt durch einen anderen Versuch, welcher der in Fig. 20 dargestellten Anordnung entspricht und in derselben Brauerei mit einer 300 pferdigen Verbund - Kondensationsmaschine für Zwischendampfentnahme vorgenommen wurde. Der Versuch dehnte sich einschließlich einer 80 Minuten währenden Mittagspause, in der kein Kochdampf, wohl aber die volle Maschinenleistung in Anspruch genommen wurde, über elf Stunden aus. Im Mittel wurden bei 8,9 at. abs. vor und 2,1 at. abs. in der Kochdampfleitung für 317,3 PS_i und 50,75 % Kochdampfentnahme stündlich 2877 kg Dampf von 206°, also 9,06 kg per PS_i verbraucht.

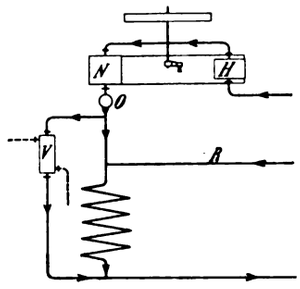


Fig. 20. Z. A.: Kondensation und Zwischendampfentnahme.

Bei der wohl nicht ganz unberechtigten Annahme, daß sich der oben angegebene Dampfverbrauch der Auspuffmaschine durch die Überhitzung um etwa 6 % auf ca. 9,3 kg ermäßigt, der der Kondensationsmaschine sich aber für Pumpenbetrieb usw. von 9,06 um etwa 3 % auf 9,03 kg erhöht, würde mithin auch hier durch die Zwischendampf-Entnahme kein Vorteil erzielt sein.

Hierbei ist ferner nicht zu übersehen, daß in den ca. 45 % Abdampf von 2,1 at. absoluter Spannung, welche außer dem Kochdampf zur Verfügung stehen, jedenfalls mehr und besser verwertbare Wärme steckt, als in der gleichen Menge Kondensatordampf von nur 0,13 at. abs.

Wenden wir uns jetzt einer zweiten, nämlich der 1000 bis 1600 PS-Anlage der Fratelli Poma fu Pietro Miagliano zu, welche ebenfalls von Gebr. Sulzer hergestellt und durch Fig. 21 bei verschiedenen Beanspruchungen schematisch wiedergegeben ist, soweit sie für unsere Studien in Betracht kommt.

Vorhanden sind zwei gleiche Verbundmaschinen an gemeinsamer Schwungradachse, von denen jede Kondensation besitzt und für Zwischendampf-Entnahme eingerichtet ist.

Die Beanspruchung scheint sehr zu wechseln, wie nach den beiden hier folgenden Ergebnissen je zweier vierstündiger Versuche anzunehmen ist:

Datum des Versuchs:	17./2. 1908	20./2. 1908
Abs. Druck vor dem Hochdruckzylinder .	12,95	13,41 at.
Temperatur „ „ „ .	282°	276°
Zugeführte Dampfmenge pro Stunde . .	9571	10 505 kg
Leistung der Maschine damit	1525	1195 PS_i
Entnommene Menge an Zwischendampf per Stunde	2367	8110 kg
Spannung desselben	3	3 at. abs.
Anteil an der Gesamtmenge	0,25	0,77
Spannung im Kondensator	0,18	0,12 at. abs.
Dampfverbrauch per Stunde und PS_i . .	6,27	7,78 kg

Gegenüber vorstehenden Ergebnissen wird sich der Verbrauch einer gleichstarken Verbund-Auspuffmaschine, welche mit Heißdampf von 280° und 13 at. abs. gegen einen Druck von 3 at. abs. zu arbeiten hat, auf etwa 8 kg per PS_i stellen, so daß auch hier wieder der Auspuffbetrieb ziemlich dasselbe an Brennstoff kostet, als der Betrieb mit Kondensation, wenn ungefähr die Hälfte des Betriebsdampfes als Auspuffdampf zu Heiz- und Kochzwecken verwertet werden kann, und zwar, obgleich der zu überwindende Gegendruck, 3 at. abs., als ein recht hoher bezeichnet werden muß. Daß dies einen Einfluß hat, läßt sich aus den mitgeteilten Beispielen zwar nicht ohne weiteres entnehmen, doch darf mit ziemlicher Sicherheit darauf geschlossen werden. Jedenfalls ist es schon zur Vermeidung allzu hoher Kesselspannung wünschenswert, mit der Pressung in den Kochdampf-Apparaten soweit wie möglich herabzugehen durch Verwendung reichlicher, gut entlüfteter und entwässerter Heizflächen; für bloße Wärmezwecke genügt ein Druck von höchstens 1,5 at. abs. in den weitaus meisten Fällen.

Darf aber aus irgendeinem Grunde die Spannung des Heiz- und Kochdampfes nicht unter 2,5 bis 3 at. abs. sinken, so weisen unsere Ermittelungen darauf hin, daß schon die bloßen Brennstoffkosten bei dem einfacheren Auspuffbetrieb solange niedriger bleiben, als bei Zwischendampf-Entnahme und Kondensation, wie der mittlere Bedarf an Heiz- und Kochdampf die Hälfte des benötigten Kraftdampfes nicht übersteigt.

Für alle diejenigen Betriebe jedoch, bei denen die Beschaffung oder die Rückkühlung des Kühlwassers mit irgendwelchen Schwierigkeiten oder mit höherem Kraftaufwand verbunden ist, bei denen die Herstellungskosten die von einfachen Auspuffmaschinen übersteigen und in denen die Wartung der Anlage infolge der vielen Hilfsapparate umständlich und kostspielig wird, dürfte der mittlere Verbrauch an Heiz- und Kochdampf die Hälfte bis ein Drittel desjenigen der Kraftdampfmenge kaum überschreiten, sofern die Einrichtung von Kondensation und Zwischendampf-Entnahme noch Vorteile bieten soll.

Anlagen mit so geringem Bedarf gibt es genug, und war die Druckerei der „Münchener Neuesten Nachrichten“ ja schon ein Beispiel; doch muß es fraglich erscheinen, ob gerade Brauereien, Färbereien, Zuckerfabriken u. dgl. mit ihren großen Bedarf an Kochdampf dazu zu rechnen sind.

Wie man sich in anderen Fällen helfen kann, zeigen einige weitere, von Hottinger in der Z. d. V. D. I.*) beschriebene Anlagen; doch finden sich keine Angaben über die Beanspruchungen und bieten deshalb nur Interesse durch die zur Ausführung gebrachten Anordnungen; bei derjenigen in der Metallwarenfabrik von Gebr. Wieland in Ulm kann der Kesseldampf von 10 at. abs. sowohl einer Verbundmaschine mit Kondensation, als einer einzylindrigen Auspuffmaschine zugeführt werden; die erste hat den Betrieb für gewöhnlich allein aufrecht zu erhalten, und nur, wenn Heizdampf benötigt wird, läßt man die Auspuffmaschine mitlaufen.

Ihre Leistung soll möglichst dem Bedarf der zu versorgenden Fernheizung angepaßt werden, für welche sie einen Gegendruck von 2 bis 2 3/4 at. abs. zu überwinden hat.

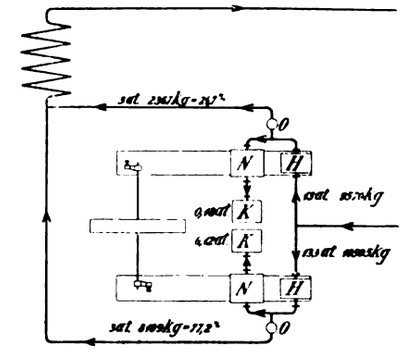


Fig. 21. Z. A.: Kondensation und Zwischendampfentnahme.

Auf die, beide Maschinen verbindende Einrichtung zur gegenseitigen Beeinflussung und Aufrechterhaltung konstanter Geschwindigkeit braucht hier nicht näher eingegangen zu werden, zumal sie bei nicht gar zu stark schwankendem Heizdampfbedarf voraussichtlich durch die Einschaltung eines Verteilers mit Reduzier- und Sicherheitsventil in die Auspuffleitung der einzylindrigen Maschine ersetzt werden kann. Im übrigen darf angenommen werden, daß die Gesamtanlage sparsam arbeitet, wenn sie ordnungsmäßig bedient wird.

Dasselbe gilt von der in einer rheinischen chemischen Fabrik getroffenen Anordnung, darin bestehend, daß sämtlicher Abstoßdampf der mit 250° heißem Dampf von 16 bis 16 1/2 at. abs. arbeitenden Betriebsmaschinen in eine Sammelleitung gelangt, in welcher ein Druck von 5 bis 5 1/2 at. abs. herrscht.

Vorgesehen sind im ganzen zwei Zwillingsmaschinen, von denen bis jetzt je nur eine Hälfte mit je einem Hochdruckzylinder ausgebaut ist. Von den beiden auf diese Weise vorhandenen einzylindrigen Auspuffmaschinen entwickelt jede bei einem Spannungsabfall von rund 11 at. eine Leistung von etwa 190 PS_i, doch ist immer nur eine in Betrieb, die andere dient als Reserve.

Der Auspuffdampf von 5 bis 5 1/2 at. abs. wird, nachdem er

*) Jahrg. 1912, Nr. 1 bis 5.

nochmals einer Trocknung bezw. Überhitzung unterzogen ist, verschiedenen Verwendungszwecken, unter andern, einigen kleinen Dampfmaschinen zugeführt, deren Abdampf zum Heizen Verwertung findet.

Wird auf diese Weise wirklich aller Abdampf zu Koch- und Heizzwecken verwendet, so muß die Wärmeausnützung in der ganzen Anlage zweifellos als eine gute bezeichnet werden. —.

Damit schließen wir unsere Betrachtungen, nach denen weder der Kondensation, noch der Zwischendampf-Entnahme derjenige Wert zugestanden werden kann, der beiden Einrichtungen allgemein beigemessen wird, wenn sie auch für viele Fälle ihre Berechtigung haben. Jedenfalls aber ist zu bestreiten, daß es den wirklichen Verhältnissen entspricht, wenn alle, der Zwischendampf-Entnahme zugeschriebenen Vorzüge dem Konto des Maschinenverbrauchs gutgebracht werden, denn dann würde schließlich eine ganz minderwertige einzylindrige Auspuffmaschine, deren gesamter Abdampf zu Heiz- und Kochzwecken Verwendung findet, als geradezu ideale Maschine betrachtet werden müssen.

Ergänzungen zur Theorie der Turbine für elastische Treibmittel.*)

Von **Konrad Baetz**, Dipl.-Ing., Professor an der deutsch-chines. Hochschule zu **Tsingtau.**

Mit Abbildungen, Fig. 22 bis 24.

Seit Erscheinen der Theorie der Turbine für elastische Treibmittel im „Praktischen Maschinenkonstrukteur" habe ich dieselbe in vereinfachter und teilweise erweiterter Form in verschiedenen Bezirkvereinen Deutscher Ingenieure vorgetragen.

Der nach diesen Vorträgen erfolgte Meinungsaustausch hat eine Reihe von Einwänden gezeitigt, die einmal wesentlich zur

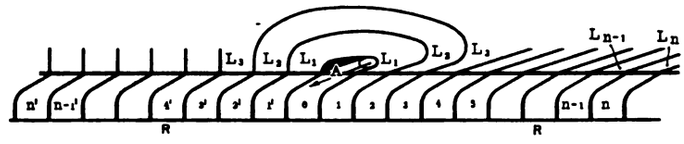


Fig. 22. Z. A.: Ergänzungen zur Theorie der Turbine für elastische Treibmittel.

Erläuterung der Sache beigetragen haben, mich andererseits aber zwingen meine Darstellung in einigen Punkten zu ergänzen.

Zum bequemen Studium der strittigen Momente sei zunächst das Arbeitsverfahren nochmals an Hand der Fig. 22 erläutert. Es ist RR das in der Abwicklung gezeichnete Laufrad, welches wie ein Wasserrad an seinem Umfang zellenförmige Kammern trägt.

Die Zellen treten von rechts her in der Stellung n vor einen Leitkanal L_n, durch welchen Treibmittel von höherem Druck in die Zelle eintritt, während der Zelleninhalt, dessen spezifisches Volumen anfangs sehr groß sein möge, gleichzeitig komprimiert wird. In der Stellung n—1 folgt durch den Leitkanal L_{n-1}, in welchem sich dasselbe Treibmittel unter noch höherem Druck befinden möge, eine weitere Füllung der Zelle und eine weitere Verdichtung des Zelleninhalts.

So wird die Zelle, während sie sich nach links bewegt, durch die Zufuhr weiteren Treibmittels aus den folgenden Leitkanälen immer mehr gefüllt, bis sie schließlich vor den Eintrittsleitkanal A kommt, durch den die Füllung vollendet wird. Kommen jetzt die Zellen weiterhin in die Stellungen 1', 2', 3' usf., so entleeren sie sich unter Expansion, während das ausgeströmte Treibmittel eben durch die Leitkanäle L_1 L_2 L_3 dazu dient, die Vorfüllung der Zellen auf der rechten Seite des Rades zu besorgen. Ist schließlich die Zelle in der Stellung n' vor einem Austrittskanal vorüber gekommen, in welchem ein Unterdruck vorhanden sein möge, so beginnt sie den Kreislauf wieder in der Stellung n auf der rechten Seite von neuem.

Es ist nun klar, daß der ganze Arbeitsvorgang nur möglich ist unter Verwendung elastischer Treibmittel, also unter Verwendung von Gasen und Dämpfen, wobei überdies zur Erreichung höherer Wirkungsgrade noch ganz besondere Bedingungen zu erfüllen sind, welche ich in den bisher erschienenen Aufsätzen zum größeren Teil entwickelt habe und die durch vorliegende Diskussion ihre Ergänzung finden sollen.

*) Vgl. die entsprechenden Abhandlg. in früheren Heften d. „P. M. K.".

Bei meinem Vortrag im Bayerischen Bezirksverein hat zunächst Baurat Bissinger Bedenken geäußert, die sich gegen das Grundprinzip des ganzen Arbeitsverfahrens richten. Er sagte nämlich, daß die fortwährenden Stauungen des Treibmittels, welche beim Eintritt in die Zellen und beim Austritt aus denselben entstehen, solche Druckverluste herbeiführen müßten, daß der Wirkungsgrad nur geringer sein könne, als bei den bisherigen Dampfturbinen.

Zu dieser Ansicht kann man aber nur gelangen, wenn man den Vorgang bei der Füllung und bei der Entleerung der Zellen nur oberflächlich und nicht in den Teilvorgängen aufmerksam verfolgt.

Vor allem ist zu bemerken, daß Stauungen in der Turbine nur auftreten können, wenn dieselbe nicht mit der richtigen

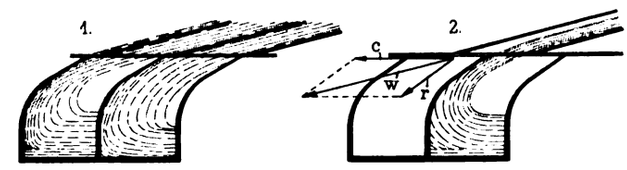


Fig. 23. Z. A.: Ergänzungen zur Theorie der Turbine für elastische Treibmittel.

Tourenzahl läuft, und zwar, wenn die Tourenzahl zu gering ist. Ist die Umlaufszahl hoch genug, so erfolgt die Füllung und Entleerung der Zellen, wie auch die Strömung in den Leitkanälen vollkommen stetig, genau so stetig, wie in den Kanälen und Schaufeln einer gewöhnlichen Dampfturbine auch. Man denke sich, um zu dieser Erkenntnis zu gelangen, eine Zelle von rechts her gegen irgend einen der Eintrittsleitkanäle bewegt. Es tritt dann wie in Fig. 23, Skz. 1 angedeutet das Treibmittel zunächst in einem schmalen Strahl, entlang der linken Zellenwand in die Zelle ein, den Zelleninhalt vor sich hertreibend, so daß die Kompression des Inhalts mit einem Mischungsvorgang verbunden ist, während die Dichtigkeitszunahme vom Boden des Gefäßes aus in voller Breite der Zelle vor sich geht. Dabei wird natürlich kein Energieverlust auftreten können, weil jener Betrag der Strömungsenergie, welcher nicht als Arbeitsdruck auf die Zellenwand übertragen wurde, zur Kompression des Zelleninhalts Verwendung findet. In einer späteren Stellung, entsprechend der Fig. 23, Skz. 2 ist dann die Kompression in der Tiefe der Zelle schon weiter fortgeschritten, während die Strahlbreite entsprechend gewachsen ist. Steht die Zelle dann so vor dem Leitkanal, daß die Leitkanal- und die Zellenwände aufeinander treffen (Fig. 24, Skz. 1), so tritt der Strahl in seiner vollen Breite in die Zellen ein. Dabei ist die Strömungsgeschwindigkeit, die der Gasmasse auf der linken Seite der Zelle bereits durch die vorhergehende Einströmung erteilt worden ist, die Ursache, daß nun die Füllung ziemlich gleichmässig vor sich geht. Denkt man sich allerdings die Füllung in diesem Moment auf der linken Seite der

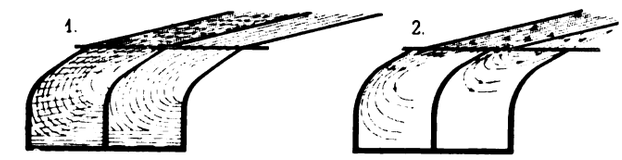


Fig. 24. Z. A.: Ergänzungen zur Theorie der Turbine für elastische Treibmittel.

Zelle soweit vorgeschritten, daß, wenn die linke Schicht des Zelleninhaltes gerade zur Ruhe käme der Druck in dem füllenden Leitkanal erreicht wäre, so würde allerdings bei ruhender Zelle im nächsten Augenblick eine Stauung des eintretenden Treibmittels erfolgen. In diesem Augenblick aber überschreitet, bei richtiger Einstellung der Tourenzahl die linke Kante der Zelle die Trennungswand des nächsten Leitkanals von höherem Druck, so daß sich der ganze Vorgang der Füllung in der beschriebenen Weise wiederholt.

In den rechts liegenden Schichten der Zellen darf inzwischen die Einströmung natürlich noch nicht zur Ruhe gekommen sein, weil sonst wie in Fig. 24, Skz. 2 angedeutet, die Gefahr bestände, daß das Treibmittel aus der Zelle in den Leitkanal zurücktreten würde. Ist die Umfangsgeschwindigkeit des Rades groß genug, so daß die Füllung immer erst mit dem Abschneiden der rechten Zellenkante vor der linken Leitkanalkante vollendet wird, so ist

eine solche Rückströmung ausgeschlossen. Es ist klar, daß Zellenteilung, Tiefe und Volumen der Zelle, sowie Umfangsgeschwindigkeit und Druckgefälle des Rades in einem bestimmten Zusammenhang stehen müssen, damit dieser Bedingung genügt wird. Dieser Zusammenhang wurde in der Beziehung gegeben, daß das Druckgefälle eine Funktion der genannten Größen sein muß. Es gilt nach den früheren Entwickelungen:

$$\frac{p_x}{p_{x+1}} = e^{\frac{F \cdot a \cdot \cos\alpha}{V} \cdot k},$$

wobei F den Strömungsquerschnitt der Zellen, a deren Teilung, V deren Volumen, α den Neigungswinkel der Wandungen und k das Verhältnis der spec. Wärmen der Treibmittel bedeutet. Diese Formel zeigt, daß für jedes Treibmittel eine Abstimmung der Zellenanordnung und des Zellenvolumens mit der Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades erfolgen muß.

Die weitere Verfolgung der Bewegung der Zellen auf der linken Seite des Laufrades führt zu der gleichen Vorschrift. Ist zunächst die Radzelle (Fig. 22) in der Stellung 1′ an dem Eintrittsleitkanal A vorüber gekommen, so kommt die Gasmasse in der Zelle, welche sich gerade noch in relativer Bewegung zur Zelle befand zur relativen Ruhe und nun beginnt sie wegen des äußeren Unterdrucks unter Reaktionswirkung und Expansion wieder auszuströmen, wobei auch die Entleerung der Zelle immer links beginnend und nach rechts fortschreitend genau so stetig erfolgt, wie das Einströmen. Die ganze Gasmasse in der Zelle befindet sich also während der Füllung und Entleerung in einer stetigen Relativbewegung, welche bei der Füllung gegen den Boden der Zelle, bei der Entleerung vom Boden der Zelle weg gerichtet ist. Es erfolgt also bei einer Umdrehung gewissermaßen nur eine Schwingung des Zelleninhalts. (Fortsetzung folgt.)

Sprechsaal.

Dieser Raum steht den Abonnenten und Inserenten dieser Zeitschrift zur **freien Aussprache** über **technische Fragen** und **Vorkommnisse** zur Verfügung.

Reklamen für einzelne Werke bezl. Firmen sind dabei jedoch ausgeschlossen. Ebenso lehnt die Redaktion die Verantwortung für diese Korrespondenz ab.

Die Frage: **Bezieht sich die Garantie für eine Maschine oder Anlage auch auf Nachbestellungen und die Nachlieferung von Ersatzteilen?** beantwortet Dr. jur. Eckstein in Berlin-Halensee wie folgt:

In einer vor dem Reichsgericht anhängigen Sache wurde kürzlich folgende Rechtsfrage erörtert.

Ein Kunde hatte eine Maschine bestellt, die mit einjähriger Garantie geliefert wurde. Nach Ablauf dieses Garantiejahres bestellte der Kunde einen Ersatzteil der Maschine nach und verlangte, als dieses Ersatzteil vor Ablauf eines weiteren Jahres schadhaft wurde, unentgeltliche Lieferung eines anderen Ersatzstückes, indem er sich darauf stützte, daß die Garantiezusage für die ganze Maschine sich auch auf die Lieferung des Ersatzstückes beziehe und dieses Ersatzstück die einjährige Garantiefrist nicht überdauert habe. — .

Der Jurist hat zunächst den Vorgang in seine rechtlichen Elemente aufzulösen.

Die Bestellung der Maschine war ein Kaufvertrag, der mit Lieferung der Maschine und Ablauf der einjährigen Garantie erfüllt war, so daß damit alle Rechtsbeziehungen zwischen den Beteiligten erloschen. Die spätere Bestellung des Ersatzteiles war, wie die erste Bestellung, ein ebenso selbständiger Vertrag, der durch den ersten Vertrag wohl veranlaßt, von diesem rechtlich aber völlig unabhängig war. Jeder dieser Verträge hat seine eigenen Vertragsbedingungen, und es besteht grundsätzlich keine Möglichkeit, eine für die Maschine gewährte Garantie auch auf das nachbestellte Ersatzstück zu übertragen. Die Sache ist vielmehr so anzusehen, wie wenn zweimal eine Maschine bestellt wäre, das eine Mal mit, das andere Mal ohne Garantie.

Dennoch darf man die Frage nicht grundsätzlich aus diesem Gesichtspunkte allein entscheiden wollen. Wie schon erwähnt, hat jeder Vertrag seine selbständige Existenz. Aber zu den vertraglichen Vereinbarungen gehört nicht nur, was vertraglich zwischen den Parteien ausdrücklich ausgemacht, sonder auch, was den Umständen nach stillschweigend zwischen ihnen vereinbart ist.

So muß eingehend geprüft werden: welchen Inhalt hat das Vertragsangebot des Bestellers und welchen Inhalt die Annahmeerklärung. Bei derartigen Nachbestellungen wird in der Regel ein eingehender Vertrag nur bei der ersten Bestellung geschlossen, während die Nachbestellung auf die Vorbestellung bezug nimmt und somit die Vertragsbedingungen des ersten Vertrages gemacht werden.

Es ist dabei nicht erforderlich, daß diese Bezugnahme ausdrücklich erfolgt, auch wenn ein Besteller eine Ware „wie gehabt" bestellt, oder wenn er eine Ware einfach „nachbestellt" ohne Angabe weiterer Einzelheiten, so gibt er damit zum Ausdruck, daß er unter denselben Bedingungen, unter denen ihm bisher geliefert worden ist, einen weiteren Vertrag abschließen will.

So dürfte es selbstverständlich sein, daß, wenn jemand in dieser Weise nachbestellt, der Lieferant dieselbe Qualität wie früher zu liefern verpflichtet ist. Der Lieferant muß wissen, was der Besteller in seiner Offerte meint, und will er den späteren Vertrag anders aufgefaßt wissen, so muß er diese ausdrücklich erklären; eine einfache Annahme eines solchen Vertrages verpflichtet ihn nach Maßgabe des ersten Vertrages, und würde auch nur in seltenen Fällen ihn zur Anfechtung wegen Irrtums berechtigen.

So auch bei der Garantie.

Es ist einfach zu fragen: Hat der Besteller bei seiner zweiten Offerte sich die Lieferung mit Garantie ausbedingen wollen, und hat der Lieferant die Offerte in diesem Sinne verstehen müssen oder nicht?

Diese Frage wird nach den Umständen entschieden werden müssen. Stehen die Parteien länger in Geschäftsverbindung und wird ausnahmsweise einmal eine Garantiezusage gegeben, oder ist es in der Branche nicht üblich, Garantiezusagen zu geben, so wird man in der Bestellung eines Ersatzteiles einer Maschine nicht das Verlangen nach einer Garantie erblicken können.

Eine Garantiezusage kommt aber auch dann nicht zustande, wenn den Umständen nach der Lieferant das Verlangen nach einer Garantie nicht erkennen kann. Pflegt ein Lieferant keine Garantiezusage zu geben, hat aber auf ausdrücklichen Wunsch an jemanden, mit dem er zum ersten Male in Geschäftsverbindung tritt, eine Maschine unter Garantie geliefert, so kann er nicht auf den Gedanken kommen, daß das Ersatzteilstück nach Maßgabe dieses ersten Vertrages mit Einschluß der Garantiezusage bestellt ist. Es ist nicht seine Schuld, wenn er die Offerte mißversteht und es kommt ein Vertrag zustande ohne Garantie. Auch in diesem Falle hat der Besteller, wenn auch unverschuldet, den Nachteil zu tragen, da er keine unzweideutige Offerte abgegeben hat.

Liegen die Umstände aber anders, so wird man die Zusage einer Garantie annehmen müssen.

In gewissen Branchen, z. B. dem Fahrrad-, Nähmaschinen-, Uhrenhandel, ist eine Garantie handelsüblich. Wird unter solchen Umständen bei einer Nachbestellung die Garantie nicht ausdrücklich erwähnt, so muß der Lieferant sich doch sagen, daß der Besteller die Garantie haben will, und in seiner vorbehaltslosen Annahme der Offerte liegt dessen Garantiezusage, auch wenn der Lieferant sie hat gar nicht abgeben wollen.

Ebenso, wenn ein Lieferant mit seinen Kunden in längerer Geschäftsverbindung steht und ganze Maschinen stets unter Garantie liefert; er muß dann annehmen, daß eine Nachbestellung eines Ersatzteiles auch ohne besondere Hervorhebung die Garantie umfaßt. In diesem Falle hat der Lieferant den Nachteil auf sich zu nehmen.

Das hier ausgeführte gilt nicht allein von der Lieferung der Maschinen. Dies ist vielmehr nur ein spezieller Fall, und das allgemeine Problem existiert fast in jedem Industriezweige. Wenn jemand eine Möbeleinrichtung kauft und sich einzelne Möbelstücke dazu nachbestellt, wenn jemand ein Haus bauen will und einen Teil davon umändern läßt, wenn jemand eine Fabrikanlage sich bauen und nachher erweitern läßt, so gilt in allen Fällen ein Gleiches wie in jenem Maschinenfall. Wir haben es also mit einem Problem zu tun, das seine Bedeutung überall im Wirtschaftsleben hat.

Februar 1913.

Der prakt. Kraftmaschinenbau und -Betrieb

Branchen-Ausgabe II des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur".

Schriftleitung: Ingenieur F. Wilcke, Leipzig.

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Neuerungen im Bau von liegenden Dieselmaschinen.

Von Dipl.-Ing. G. G.

Mit Abbildungen, Fig. 25 bis 27.

Zusammenfassung. Es wird gezeigt, welchen Einfluß das Ablaufen des alten Dieselpatentes auf die Entwicklung der Dieselmaschine und zwar speziell der liegenden Dieselmaschine gehabt hat. Als Produkt dieses Einflusses wird dann die Oberurseler liegende Dieselmaschine beschrieben.

Die Entwicklung der liegenden Dieselmaschine hat verhältnismäßig spät begonnen, eigentlich erst nach dem Ablaufe des Hauptpatentes, das die Fabrikation der Dieselmaschine ausschließlich der Maschinenfabrik Augsburg sowie wenigen Lizenznehmern sicherte. Abgesehen von einigen wenigen, man darf ohne zu beleidigen, ruhig behaupten, im Versuchsstadium stecken gebliebenen Ausführungen liegender Bauart, blieb während der Gültigkeit des Hauptpatentes die stehende Form der Haupttypus. Allerdings kannte man in den letzten Jahren deren schon zwei Arten, die Viertakt- und die Zweitaktmaschinen. Letztere stellten aber auch den einzigen während der Dauer des Hauptpatentes gemachten wirklichen Fortschritt dar. Alle sonstigen Änderungen liefen auf konstruktive Vervollkommnung einzelner Teile der alten Viertaktmaschine hinaus, waren also nur sekundärer Natur, obgleich durch sie die Diesel-Viertaktmaschine erst das wurde, was sie heute ist.

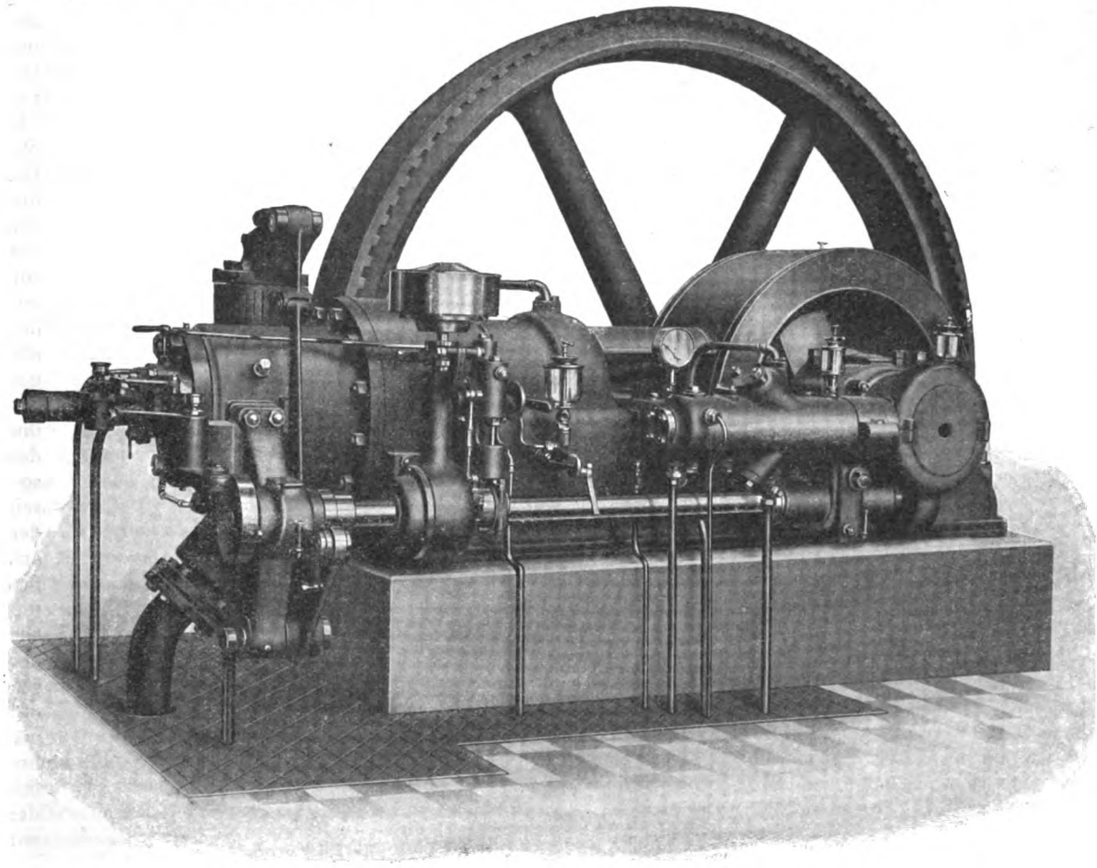


Fig. 25. Z. A.: Neuerungen im Bau von liegenden Dieselmaschinen.

Allerdings stellten diese Verbesserungen nach Ansicht von Interessenten wertvolles Material für den künftigen Ausbau der liegenden Dieselmaschine dar. So war man beispielsweise anfänglich vielfach der Ansicht, daß sich das Dieselverfahren für liegende Maschinen überhaupt nicht eigne, da sich der wärmetechnisch günstige flache Verbrennungsraum, wie ihn die stehende Maschine besitzt, ohne Kompromiß mit diesem (liegende Ein- und Auslaß-Ventile, zweite Steuerwelle usw.) bei der liegenden Bauart nicht durchbilden lasse. Man glaubte weiter auch, daß das Einblasventil*) nur senkrecht angeordnet werden dürfe, ebenso daß nur das symmetrisch ausgebildete Gestell der stehenden Maschine kräftig genug sei, die hohen Drücke im Zylinder und Triebwerk auszuhalten usw. Da brachte gegen Ende der Patentdauer die Rohölmaschine mit offener Düse, der sogenannte „Liezenmayermotor", dessen Arbeitsweise das Dieselverfahran ja zugrunde liegt, der aber verschiedener erheblicher konstruktiver Abweichungen wegen nicht als reine Dieselmaschine angesehen werden kann, soweit wenigstens kleinere Ausführungen in Betracht kamen, der Fachwelt die Erkenntnis, daß die anfänglichen Befürchtungen, die man der liegenden Bauart der Dieselmaschine gegenüber hegte, nicht unbedingt zutreffend waren. Nach Ablauf des Patentes setzte nun plötzlich ein gewaltiger Aufschwung im Bau von Dieselmaschinen ein, der dieser zurzeit wertvollsten Verbrennungskraftmaschine zu einer unerwartet großen Ausbreitung verhalf! Zunächst wiesen die stehenden Ausführungen nicht mehr alle die gleiche Bauart auf. Es entstanden vielmehr jetzt auch Ausführungen, die von der Stammform erheblich abwichen. Eine besondere Entwicklung nahm dabei vor allem der Schiffs-Dieselmaschinenbau, der durch die eigenartigen Bedürfnisse bedingt, übrigens schon vorher seine Wege gegangen war. Von ihm soll hier jedoch nicht die Rede sein, unsere Abhandlung gilt vielmehr speziell der ortsfesten Dieselmaschine und da ist zu konstatieren, daß die Ausbreitung der Dieselmaschine in den Ländern mit geringer Rohölerzeugung auch dadurch mächtig gefördert wurde, daß es gelungen war Teeröl und Teer, welch letzterer in den Gasanstalten und Kokereien in großen Mengen gewonnen wird, in der Dieselmaschine anstandslos zu verbrennen. In Deutschland nämlich konnte die Dieselmaschine trotz des ge-

*) Als „Einblasventil" sei hier das häufig als „Brennstoffventil" benannte Organ bezeichnet. Die letztere Bezeichnung gibt nach Ansicht des Verfassers leicht Anlaß zu Verwechslungen mit den Ventilen der Brennstoffpumpe, weshalb hier davon abgesehen werden soll.

ringen Wärmeverbrauches von 1900 bis 2000 WE für die PS-Stunde, d. h. eines mehr als dreimal günstigeren wirtschaftlichen Wirkungsgrades gegenüber einer guten Dampfmaschine, die Brennstoffkosten der letzteren nur in den seltensten Fällen unterbieten. Das für sie in Betracht kommende Gasöl oder Rohöl mußte eben, da im Inland nur geringe Mengen erzeugt werden, aus anderen Produktionsländern eingeführt werden. Und dabei kam bis vor kurzem zu den erheblichen Transportkosten noch ein beträchtlicher Einfuhrzoll; — und trotz der eingetretenen Ermäßigung des Zolles auf die Hälfte konnte der Preis dieser Öle noch nicht soweit verringert werden, daß sich daraus ein wirtschaftlicher Vorteil gegenüber dem Teerölbetrieb ergab.

Vom Augenblick der Verwendbarkeit des Teeröles an, das zum Preise von ca. M. 4.— per 100 kg zu kaufen ist, also durchschnittlich nur ein Drittel so teuer ist wie das Gasöl, trat die Dieselmaschine auch wirtschaftlich an die Spitze aller Wärmekraftmaschinen.

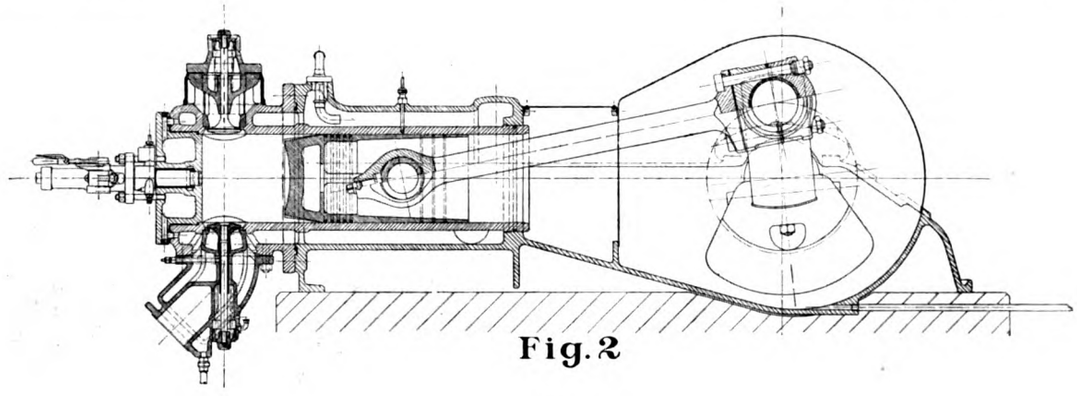


Fig. 2

Fig. 26.

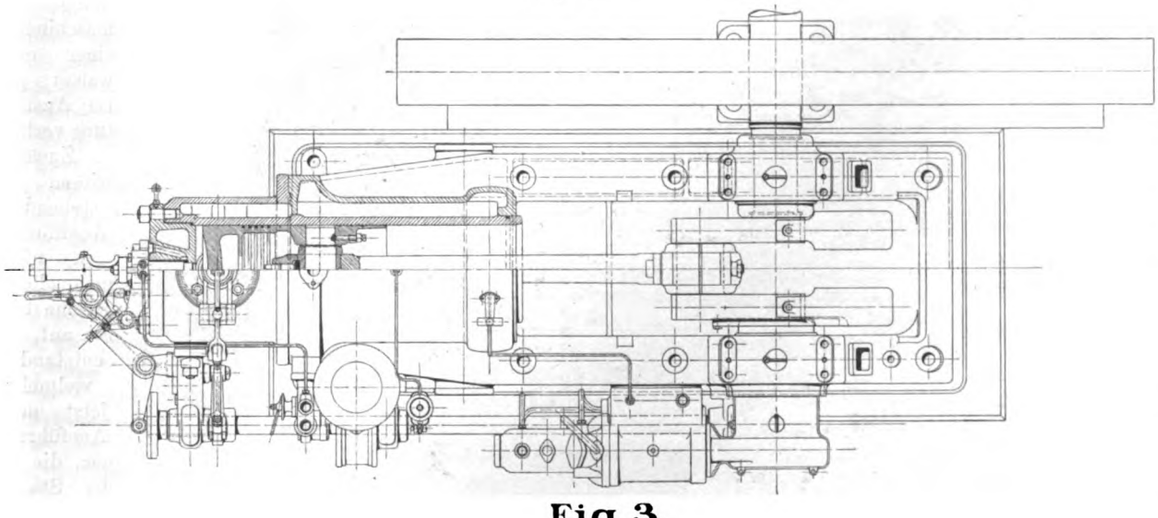


Fig. 3

Fig. 27.

Fig. 26 u. 27. Z. A.: Neuerungen im Bau von liegenden Dieselmaschinen.

Die Vorteile, die die liegende Bauart besonders bei kleinen und mittleren Anlagen bietet, sind bekannt. Es ist vor allem die bequemere Bedienung und die leichtere Zugänglichkeit, indem jeder Handgriff, sowohl beim Anlassen als auch im Betrieb, vom Maschinisten ausgeführt werden kann, ohne daß er den Fußboden im Maschinenhaus zu verlassen braucht. Aber auch die Reinigungs- und Instandhaltungsarbeiten erfordern bei der stehenden Maschine mehr Umstände und Zeitaufwand, und stellen sich infolgedessen auch teurer. Besonders wenn man bedenkt, daß meistens alle solche Arbeiten als Überstunden höher entlohnt werden müssen als normale Arbeit. Beispielsweise ist zum Herausnehmen des Kolbens bei der stehenden Maschine die Wegnahme des Zylinderkopfes notwendig, dabei wird fast jedesmal der Dichtungsring zerrissen und muß durch einen neuen ersetzt werden. Außerdem ist das Lösen des Schubstangenkopfes, besonders bei kleineren Maschinen, sehr umständlich. Die liegende Maschine besitzt diese Nachteile nicht, sie benötigt allerdings zu ihrer Aufstellung einer etwas größeren Grundfläche als die stehende Maschine, dagegen darf andererseits nicht vergessen werden, daß die stehende Maschine dafür eine größere Höhe des Maschinenhauses beansprucht.

Es ergibt sich hier ein ziemlicher Ausgleich, was den Raumbedarf anbetrifft. Maßgebend sind diese Verhältnisse nur bei bereits bestehenden Maschinenhausräumen, bei denen sich die Frage, ob eine liegende oder stehende Maschine anzuwenden ist, von vornhinein entscheidet.

Die Abbildungen Fig. 25 bis 27 zeigen eine Ausführungsform der liegenden Dieselmaschine, wie sie von der Motorenfabrik Oberursel A.-G. in Oberursel bei Frankfurt am Main gebaut wird.

Die Maschine weicht von der Bauart der sonst bekannten liegenden Dieselmaschinen etwas ab. Es war hier eben das Bestreben geltend, das Wesen der liegenden Maschine möglichst zum Ausdruck zu bringen, ohne die konstruktiven Forderungen des Dieselverfahrens zu vernachlässigen. Die Maschine arbeitet im Viertakt und wird das Öl, mit Hilfe von in einem Kompressor erzeugter Druckluft in die hochverdichtete und erhitzte Luft eingeblasen und zur Selbstzündung gebracht. Die wärmetechnischen Vorzüge der stehenden Maschine sind durch zweckmäßige Übertragung der dieselben bedingenden Elemente auf die liegende Bauart zur Anwendung gelangt. Dabei handelt es sich vor allem um die Ausgestaltung des Verbrennungsraumes, die bei der liegenden Maschine nicht so einfach zu erreichen ist, wie bei der stehenden Bauart. In der Dieselmaschine wird ja nicht ein fertiges Gemisch entzündet, bei dem die Brennstoffteilchen mehr oder weniger gleichmäßig mit der Verbrennungsluft gemischt sind, sondern der Brennstoff wird erst im Totpunkt, fein zerstäubt, eingeblasen, und es muß innerhalb einer kurzen Zeit eine ununterbrochene Reihe aufeinanderfolgender Gemischbildungen und Verbrennungen stattfinden, die eben durch ihren zeitlichen Verlauf das Kennzeichen des Gleichdruckverfahrens sind wie die Arbeitsweise der Dieselmaschine oft auch genannt wird.

Es ist unter diesen Umständen vor allem anzustreben, daß der mit der Luft eingesaugte Sauerstoff gleichmäßig zur Verbrennung herangezogen wird und sich nicht durch unzweckmäßige Lagerung wie das bei kleinen Ventilkammern und konischen oder starkgewölbten Kolbenböden der Fall ist, der Verbrennung entzieht. Bei normaler oder geringer Belastung macht sich dieser Mangel meistens nicht bemerkbar, da hierbei der Sauerstoff jeweils im Überschuß vorhanden ist. Bei Überlastung jedoch, bei welcher der gesamte vorhandene Sauerstoff zur Verbrennung gelangen muß, bewirkt ein fehlerhaft angelegter Verbrennungsraum ein sogenanntes „Nachbrennen“ und als Folgeerscheinung das Auftreten eines rußenden Auspuffes. Mit anderen Worten, solche Maschinen

sind in ihrer Überlastungsfähigkeit beschränkt. Es ist deshalb vor allem wichtig, daß der gegen den Kolbenboden gerichtete Zerstäubungsstrahl des Brennstoffes zweckmäßig abgelenkt wird, so daß auch bei Überlastung der Maschine jedes Brennstoffteilchen die zur vollständigen Verbrennung erforderliche Sauerstoffmenge erhält.

Bei der Oberurseler Dieselmaschine ist diese Forderung verwirklicht. Wie aus den Abbildungen Fig. 26 und 27 hervorgeht, besitzt der Verbrennungsraum die flache einheitliche Form der stehenden Dieselmaschine. Ein- und Auslaßventile sind übereinander in senkrechter Lage angeordnet und werden durch ein und denselben Nocken gesteuert.

Im Zusammenhang mit der günstigen Gestaltung des Verbrennungsraumes steht die Zylinderkonstruktion. Aus den Schnittbildern geht hervor, daß der Zylinder mit den Ein- und Auslaßöffnungen und einem Teil des Kühlmantels in einem Stück gegossen und hinten durch einen gekühlten Zylinderdeckel abgeschlossen ist. Durch diese einfache Formgebung des Zylinders zusammen mit der gutgekühlten Zylinderflansche wird die Gefahr lokaler Wärmestauungen und allfälliger schädlicher Gußspannungen fast ganz beseitigt. Der bisher bei liegenden Maschinen übliche Zylinder- oder Ventilkopf, dessen Berechnung sehr unsicher ist, wird hier gänzlich vermieden. Das Auslaßventil sitzt in einem besonderen Ventilkörper; das Kühlwasser durchströmt denselben von unten kommend, und bespült die Spindelführung und den Ventilsitz. Auf diese Weise wird eine bei stehenden Maschinen nicht zu erreichende sorgfältige Kühlung der ganzen Auslaßpartie der Maschine erzielt. Durch die tiefe Lage des Auslaßventils, das unter dem tiefsten Punkt der Zylinderbohrung sitzt, erfolgt ein gründliches Ausfegen des Zylinders während des Auspuffhubes. Auch wird damit die Gefahr ausgeschaltet, die dadurch entsteht, daß Brennstoff oder Schmieröl sich im tiefsten Punkt des Verbrennungsraumes ansammelt, bei der Kompression verdampft und zu heftigen Selbstzündungen führt. Aus diesem Grunde sind schon bei manchen Konstruktionen Zylinderkopfbrüche vorgekommen. Da der hintere Teil des Kolbens in der hinteren Totpunktstellung über die Ventile greift, mußten die Kolbenringe nach vorn gezogen werden; sie gelangten dadurch in einen kühleren Teil des Kolbens und werden in dieser Lage viel besser vor dem Festbrennen bewahrt, als bei der üblichen Anordnung. Die Schubstange besteht aus Siemens-Martin-Stahl, der Stangenkopf aus Stahlguß mit Weißmetall-Ausguß. Durch Beilagen zwischen Stange und Kopf kann nötigenfalls die Kompression verändert werden, ohne daß der Kolben herausgenommen werden müßte.

Einblas- und Anlaßventil sind liegend im Zylinderdeckel untergebracht. Beide Ventile werden durch ein und denselben Stirnnocken betätigt und können mittels eines Handhebels jedes für sich eingerückt und beide zusammen ausgerückt werden. Die Einblasdüse ist eine sogenannte geschlossene, das Einblasventil ist als Nadelventil ausgebildet und schließt den vor Ventileröffnung eingelagerten Brennstoff bis zum Einblasen gegen den Verbrennungsraum hin ab. Hierdurch ist ein Überfließen des beim Anlassen etwa zu viel geförderten Brennstoffes in den Zylinder, wie es bei den offenen Düsen eintreten und zu den schon erwähnten Vorzündungen führen kann, ausgeschlossen.

Für den Betrieb mit Teeröl und dünnflüssigem Teer wird bei der Oberurseler Dieselmaschine das sogenannte Zündölverfahren angewendet. Bei diesem wird eine geringe Menge (10 bis 15 g pro PS-Stunde bei Normalbelastung) leicht entzündlichen Öles, wie Gasöl oder Paraffinöl, zuerst in den Verbrennungsraum hinein zerstäubt. Die sofort verbrennende kleine Brennstoffmenge bewirkt die Entzündung des hinterher eingeblasenen schwer brennbaren Teeröles, das auf diese Weise bei allen Belastungen zu gleichmäßiger und vollständiger Verbrennung kommt. Die kleine Zündölmenge wird mittels einer Pumpe in die Düse gefördert und zweckentsprechend gelagert. Diese Zündölvorlagerung hat auch in anderer Richtung einen betriebstechnischen Vorteil, der mit dem Teerölbetrieb an sich nichts zu tun hat; es ist nämlich bei diesem Verfahren eine Regulierung des Einblasdruckes der Druckluft nicht nötig, der Motor kann vielmehr bei allen Belastungen mit der gleichen Einstellung des Kompressors arbeiten, so daß nicht zu befürchten ist, daß bei niederen Belastungen und Aussetzer Leerlauf oder stoßweises Arbeiten auftreten. Der Maschinist braucht sich demnach um den Grad der Belastung der Maschine nicht zu kümmern.

Die Regulierung erfolgt durch einen Federregler, der auf das Saugventil der Brennstoffpumpe einwirkt und dadurch die Brennstoffmenge der Belastung entsprechend einstellt. Die Zündölpumpe ist der Einwirkung des Regulators nicht unterstellt.

Die zur Zerstäubung des Brennstoffes, sowie zum Anlassen erforderliche Druckluft wird einem zweistufigen Kompressor entnommen, der liegend am Gestell der Maschine befestigt ist, und sich in den allgemeinen Aufbau der Maschine gut einfügt. Der Aufnehmerraum ist in der Befestigungsflansche des Niederdruckzylinders untergebracht. Zum Anlassen wird hochgespannte Druckluft verwendet, die wie die Einblasluft in nahtlos gezogenen und gepreßten Stahlgefäßen aufgespeichert wird.

Das Anlassen mit Hochdruckluft hat, nicht wegen des Anlassens selbst, einen Vorteil gegenüber den Niederdruck-Anlaßvorrichtungen. Durch die vorhandene Druckluftreserve kann bei allfällig eintretendem Hängenbleiben irgendeines der selbsttätigen Ventile des Kompressors — der Fall tritt allerdings selten ein, muß aber immerhin vorgesehen werden — das Einblasventil noch einige Zeit, unter Umständen eine Stunde lang, mit Druckluft aus den Anlaßgefäßen gespeist werden. Maschinen mit Niederdruckanlaßvorrichtung, die womöglich nicht einmal ein Einblasgefäß besitzen, sind in einem solchen Falle zum sofortigen Stillstand gezwungen.

Durch die Verwendung des Teeröles konnten die Brennstoffkosten für die PS-Stunde, die früher bei Gasöl 2,2 bis 2,5 Pfennige betrugen auf 0,8 bis 0,9 Pfennig ermäßigt werden, wobei das Zündöl eingerechnet ist. Es ist zwar auch gelungen, als Zündöl eine entsprechende Menge des Teeröls selbst zu verwenden, doch ist in diesem Falle ein sicheres Anlassen ohne leichtentzündlichen Brennstoff nicht möglich, so daß auch hierbei zwei Brennstoffsorten in Frage kommen. Ersparnisse sind bei reinem Teerölbetrieb höchstens dann zu erzielen, wenn der Motor im Dauerbetrieb arbeitet und nicht jeden Tag neu angelassen werden muß.

Die Dampfturbine

Bauart Tosi für Schiffszwecke.

Mit Zeichnungen auf Tafel 10.

Zusammenfassung. Die beschriebene Turbine kennzeichnet sich dadurch, daß in ein- und demselben Gehäuse Hochdruck- und Niederdruck-Vorwärtsturbine und eine Rückwärtsturbine untergebracht sind. Die Hochdruckturbine setzt sich aus mehreren, je mit vier bis drei Schaufelkränzen versehenen Laufrädern zusammen, deren jedes für sich auf der gemeinsamen Hohlwelle aufgekeilt ist. Eine vorzügliche Ausnutzung des Dampfes soll vorhanden sein.

Unter denjenigen Firmen des europäischen Festlandes, die sich in der neuesten Zeit dem Bau von Schiffs-Dampfturbinen ebenfalls zugewandt haben, verdient die Firma Franco Tosi in Legnano (Italien) besondere Erwähnung. Diese baut die auf Tafel 10 in einem Längsschnitt und den sonstigen, konstruktiv bemerkenswerten Teilen wiedergegebene liegende Turbine, von der letztens zwölf Stück — allerdings in anderen Abmessungen, als auf der Tafel angegeben — in sechs Torpedobootzerstörer der italienischen Kriegsmarine eingebaut wurden. Alle Maschinen sind so gebaut, daß in ihnen der Dampf in einem einzigen Gehäuse von 233 Pfund per Quadratzoll auf 27 Zoll Vakuum herunter expandiert. Weiter ist bei ihnen stets in dasselbe Gehäuse auch die „Rückwärtsturbine" eingebaut. Die Vorwärtsturbine entwickelt bei höchster Beanspruchung und 700 Umläufen in der Minute eine Leistung von 9000 PS, die Rückwärtsturbine dagegen ist für 3450 PS-Leistung bei 400 Touren in der Minute berechnet. Sowohl die Vorwärts-, als auch die Rückwärtsturbine sind nach dem sog. „gemischten Typus" gebaut. Die Vorwärtsturbine umfaßt sechs Geschwindigkeitsstufen, denen sich eine Trommel mit vierzehn Reaktions-Schaufelringen anschließt. Das erste der Hochdruckräder trägt vier Reihen abnehmbarer Schaufeln, die übrigen deren drei. Der größte Durchmesser der Schaufelräder auf der Druckseite stellt sich auf 60 Zoll. Die Schaufeln des ersten Rades und diejenigen des zweiten sind in größerem Maßstabe herausgezeichnet, und wie die betreffenden Figuren erkennen lassen, sind die Schaufeln für das letzte dieser auf „Geschwindigkeit" berechneten Räder auf dem vorderen Ende der Trommel untergebracht.

Durch Anwendung von Geschwindigkeitsstufen für die Hochdruckseite der Turbine wird es möglich, die Länge des Gehäuses im Vergleich mit derjenigen, die erforderlich sein würde, wenn man durchaus Reaktionsstufen benutzen würde, beträchtlich zu reduzieren.

Das Turbinengehäuse ist in Gußeisen ausgeführt und in vier Teilen hergestellt, die naturgemäß auf das sorgfältigste miteinander verbolzt sind. Von diesen vier Teilen bilden zwei das Gehäuse für die Hochdruckpartie, während die anderen zwei die Reaktionstrommel und die Rückwärtsturbine umschließen. Das Gehäuse ist naturgemäß auf das stärkste verrippt und die Schrauben der Flanschen sind so nahe als möglich an den Mantel herangerückt. (Vergleiche Fig. 17 bis 19.) Auf diese Weise wurde es möglich, mit Sicherheit jedes Lossprungen der Verschlüsse zu verhindern.

Das Hochdruckgehäuse enthält innen Sitze für die Düsengehäuse, und diese wieder sind maschinell so bearbeitet, daß Sitze für die Diaphragmen entstehen, die ihrerseits wiederum durch Schraubenbolzen in ihrer Lage erhalten werden. Die Schraubenbolzen gehen durch Bohrungen, die zur Hälfte im Düsengehäuse und zur Hälfte im Diaphragma selbst ausgespart sind. Die festen Führungsplatten sind in Gehäusen montiert, die so ausgedreht sind, daß sie auf den geteilten Sitzen sich verschieben können, die für sie im Hauptgehäuse ausgespart sind.

Das hintere Ende des Gehäuses ist gegen Längsbewegungen sorgfältig gesichert, trotzdem aber ist noch Vorsorge getroffen, daß sich das Gehäuse in transversaler Richtung frei ausdehnen kann. Am vorderen Ende kann die Anlaßpartie sowohl längs-, als auch transversal sich bewegen, die Auspufföffnung dagegen ist festgelegt. In Fig. 2 sind Entleerungsvorrichtungen angedeutet, durch die man die sechs Druckabteilungen der Turbine stets frei von Wasser halten kann. Weiter ist, um zu verhindern, daß Zugspannungen im Gehäuse auftreten, das letztere nach der ersten rohen Bearbeitung auf der Maschine ausgeglüht und später auf einen Druck von 323 Pfund per Quadratzoll abgepreßt worden.

Die allgemeine Konstruktion des Rotors ist aus dem Längsschnitt durch die Turbine (Fig. 2) und die wichtigeren Einzelheiten in größerem Maßstabe aus den sonstigen Figuren der Tafel zu ersehen. An ihnen erkennt man, daß der Rotor in der Hauptsache aus einer sehr starken Hohlwelle, die in zwei Teilen hergestellt ist, besteht. Beide Teile sind sorgfältig miteinander verbolzt, die Verbindungsstelle befindet sich dicht neben einem Lager und steht infolgedessen ununterbrochen unter einer, wenn auch nur schwachen Beanspruchung auf Biegung. Die Trommel ist auf der Welle nahe dieser Stelle aufgeschrumpft und gegen Drehen durch Stehbolzen gesichert, die zur Hälfte in die Trommel und zur anderen Hälfte in die Verbindungsflanschen eingeschraubt sind, so daß sie ähnlich Keilen wirken. An ihrem vorderen Ende wird die Trommel einfach von der Welle mit Hilfe eines dünnen Diaphragmas gehalten, das elastisch genug ist, um kleine Differenzen in der Ausdehnung der Trommel und der Welle aufzunehmen.

Gleich dem Gehäuse sind Welle und Trommel nach der rohen Bearbeitung sorgfältig ausgeglüht, um so alle Gußspannungen zu beseitigen.

Die Scheiben oder Räder sind Schmiedestücke aus weichem Stahl und enthalten große Aussparungen, einmal, um sie zu erleichtern und weiter, um auftretende Spannungen zu beseitigen. Sie sind auf ihre Sitze aufgeschoben und gegen unbeabsichtigte Drehungen durch Keile (vgl. Fig. 1) gesichert.

Gegen eine Längsbewegung ist dann das große Scheibensystem noch besonders gesichert. Die betreffende Nuß sitzt auf dem vorderen Ende der Welle und wird gegen selbsttätiges Lösen durch eine Schraube gesichert, die selbst wieder durch Einhämmern des Metalls in ihren vordersten Gewindegang befestigt wird.

Wie aus Fig. 8 zu ersehen ist, ruhen die einzelnen Teile der Diaphragmenpackung nicht direkt auf der Welle, sondern auf besondere Büchsen, die einige Millimeter von dieser entfernt sind, und durch Bolzen genau zentriert wurden; so kann eine ungleichmäßige Erwärmung keinen schädigenden Einfluß auf das Ganze ausüben. Die Räder der Trommel und die Welle sind nämlich alle, ehe sie zusammengesetzt wurden, jedes für sich und nach dem Zusammensetzen noch gegenseitig ausbalanciert, indem man sie eine Stunde lang mit 800 Touren in der Minute laufen ließ. Während dieses Schlußversuches wurde die Turbine durch auf 300 ° überhitzten Dampf betätigt, ebenso arbeitete sie mit niedrigem Vakuum.

Das Diaphragma besteht, wie der Längsschnitt, zugleich Detail (Fig. 8), erkennen läßt, aus einem äußeren Ring von Gußeisen, in den die Nickelstahlschaufeln eingegossen sind. Der mittlere Teil des Diaphragmas ist aus Schmiedestahl hergestellt, um ihn möglichst leicht zu machen, und, wie oben schon angedeutet, mit dem gußeisernen äußeren Ring durch Bolzen verbunden, die zur Hälfte am Ring und am Diaphragma liegen. In seinem mittleren Teil ist jedes Diaphragma mit einer Reihe von Messingringen versehen, deren innere Enden messerartig abgeschärft sind, so daß, wenn sie plötzlich durch die benachbarte rotierende Oberfläche getroffen werden, keine Vorgänge auftreten können, die zu einer ungünstigen Beeinflussung der Welle führen.

In den Düsengehäusen sind 15 Düsen untergebracht, deren jede durch ein unabhängiges Ventil betätigt wird. Von diesen sind jedoch für gewöhnlich selbst bei voller Fahrt nur elf im Gebrauch. Beim Kreuzen werden die Hauptdüsen überhaupt geschlossen und der Dampf tritt durch die sog. Kreuzerdüsen in die Turbine ein. Die Differenz zwischen diesen und den Düsen, die bei voller Fahrt benutzt werden, ist aus Fig. 6 zu ersehen, in welcher die sich erweiternden Düsen am rechten Ende die sind, die bei niedriger Geschwindigkeit benutzt werden, während die nahezu parallele Düse am linken Ende eine derjenigen ist, die bei voller Geschwindigkeit arbeiten. Zur weiteren Sicherung der Ökonomie in der Turbine ist Vorsorge getroffen, daß man einige Schaufelnkanäle des zweiten Rades durch ein sog. Ringventil schließen kann, das durch Zahnstange und -Rad betätigt wird.

Die Schaufeln des Rotors sitzen in Rillen, die sowohl in die Räder, als auch in die Trommel eingeschnitten sind. Die Seitenwände dieser Rillen sind genutet und in diese Nuten greifen die Schwänze der Schaufeln. Die sonstige Befestigung der Schaufeln ergibt sich aus den Einzelheiten auf der Tafel.

Die abdichtenden Stopfbüchsen, in denen sich Packungsringe befinden, sind in Fig. 14 u. 15 der Tafel in größerem Maßstab herausgezeichnet. Jeder Ring ist in vier Teilen hergestellt, die durch Federn an ihrem Ort gehalten werden. Um die Reibung zu vermindern sind die Ringe ausgespart. Auf der Hochdruckseite ist in dieses Ringsystem noch ein besonderer Hohlring eingeschaltet, der das ganze System gegen Leckagen sichert, so daß es absolut unmöglich ist, daß Dampf aus der Stopfbüchse in den Maschinenraum austreten könnte. Ein ähnliches Arrangement befindet sich an der Stopfbüchse der Niederdruckseite. Von besonderer Wichtigkeit ist, daß die vorerwähnten Ringe in beiden Stopfbüchsen nicht unmittelbar auf der Welle aufliegen, sondern auf einer von dieser unabhängigen Büchse sitzen. So wird auch in diesem Falle jede ungünstige Beeinflussung der Packung durch Drücke, die in radialer Richtung etwa auftreten könnten, sicher verhindert.

Lange Schraubenbolzen halten die einzelnen Teile der Stopfbüchse zusammen. Auch sind die Hauptlager der Turbine so dicht als möglich an die Stopfbüchse herangerückt, immer in dem Bestreben, die Länge des Rotors soviel als möglich zu vermindern und dadurch auf der anderen Seite seine Steifigkeit zu vergrößern. Beide Wellenlager sind wie der Längsschnitt Fig. 2 erkennen läßt, für Wasserkühlung eingerichtet; sie besitzen gußeiserne Gehäuse die innen mit Weißmetall ausgelegt sind. Die Schmierung erfolgt nach dem Druckverfahren, besondere Schmierringe sind also nicht vorhanden.

Besonders interessant ist nun noch die Einrichtung, die bei dieser Turbine getroffen wurde, um zwischen dem Dampfdruck, der bestrebt ist, die Turbine nach hinten zu drücken, und dem Propellerdruck, der in entgegengesetzter Richtung wirkt, einen Ausgleich zu schaffen. Bei voller Kraft erreicht dieser Widerstand ungefähr 20 % des maximalen Druckes, während beim Kreuzen der Rotor nahezu ausbalanciert erscheint. Der Widerstand wird aufgenommen durch Öldruck, den man auf einen Kolben ausübt, der am rechten Ende der Welle festgemacht ist. Dieser Kolben ist mit einer Labyrinthdichtung versehen. Auf beiden Seiten des Kolbens wird Öl unter Druck fortgesetzt in diese Kammern geleitet. Wenn nun der Druck in der einen Richtung wirkt, so ändert sich der Abstand der Ringe auf der einen Seite, während der Zwischenraum auf der anderen Seite sich vergrößert. Infolgedessen strömt das Öl aus der gefüllten Kammer in die leere hinüber und so wird der Druck in der bekannten Weise eines Puffers ausgeglichen. Das Öl für diesen Puffer und für die Lager wird durch eine von der Turbine unabhängige, dampfbetriebene Ölpumpe geliefert. Der Rücklauf aus den Lagern und der Druckeinrichtung wird gesammelt, filtriert, durch einen Kühler gejagt und so von der Pumpe den Lagern von neuem zugeführt.

Christ.

Ergänzungen zur Theorie der Turbine für elastische Treibmittel.*)

Von **Konrad Baetz**, Dipl.-Ing., Professor an der deutsch-chines. Hochschule zu **Tsingtau.**

Mit Abbildungen, Fig. 28 u. 29.

(Fortsetzung aus Heft 3.)

Ein Umstand verdient dabei noch hervorgehoben zu werden. Da nach Vollendung der Füllung die Gasmasse in der Zelle nach dem Passieren des Eintrittleitkanals noch in relativer Bewegung ist, so muß in der Stellung A', wo auch die relative Ruhe des Füllquantums erreicht sein muß, der Druck des Zelleninhalts unter Verbrauch seiner lebendigen Kraft ungefähr auf den Admissionsdruck des Eintrittleitkanals steigen. Ebenso muß nach dem Passieren des Austrittleitkanals der Unterdruck in den Zellen unter den Druck des Austrittkanals sinken, weil sich die Gasmasse vor diesem noch in der relativen Bewegung der Entleerung befand. Eine Stauung des Treibmittels ist aber, wie leicht einzusehen, während des Austritts des Treibmittels aus den Zellen überhaupt nicht zu befürchten; eine nachteilige Stauwirkung ist nur auf der Füllungsseite möglich und kann allerdings die Betriebsfähigkeit eines Modells vollständig in Frage stellen, wenn nämlich die Tourenzahl zu klein wird. Ein solches Rad verträgt daher keine Überlastung. Die Belastungsgrenze ist gerade durch jene Radumfangsgeschwindigkeit fixiert, bei welcher eine totale Zellenfüllung mit dem Abschneiden der rechten Zellenkante mit der linken Leitkanalkante erfolgt.

Wird die Umfangsgeschwindigkeit kleiner, so beginnt das Treibmittel vom Eintrittskanal A aus nach rechts und links zwischen Laufrad und Leitapparat frei zu strömen, was, wie Fig. 28, Skz. 1 andeutet, einerseits die beabsichtigte Strömung nicht eintreten läßt und andererseits auf der rechten Seite des Rades die Bewegung desselben hemmt. Da beim Anlauf der Turbine die Zellen noch nicht die nötige Umfangsgeschwindigkeit besitzen, so wird die Turbine eben von selbst überhaupt nicht anlaufen, wenn man nicht eine besondere Vorrichtung für den Anlauf trifft. Sie ähnelt darin etwas einem Wechselstromsynchronmotor.

Einen anderen Einwand, der sich an dieser Stelle am zweckmäßigsten besprechen läßt, machte mir Professor Benoit bei meinem Vortrage im Karlsruher Bezirksverein D. I. Prof. Benoit äußerte nämlich Bedenken bezüglich des Einflusses der Wandungen der Zellen auf den Arbeitsvorgang. Er sagte, die Zellen sind vor dem Austrittskanal mit Treibmittel niedrigen Drucks und niedriger Temperatur gefüllt. Vor dem Eintrittskanal werden sie aber dann mit Treibmittel hohen Drucks und hoher Temperatur in Berührung gebracht. Es könnte also doch wohl sein, daß diese Temperaturschwankungen in den Zellen derartig ungünstige Kondensationswirkungen herbeiführten, daß eine Wirtschaftlichkeit der Turbine ausgeschlossen ist!

Darauf konnte ich antworten, daß leider kein Material existiert, dessen Wandungen so rasch, wie es hier erforderlich wäre, die Wärme aufnimmt und abgibt, denn diese Wirkungen der Wandungen wäre für das fragliche Arbeitsverfahren kein Nachteil, sondern ein Vorteil. Nimmt man nämlich an, die Zellenwände haben sich vor dem Austrittskanal tatsächlich ungefähr auf die Temperatur des Zelleninhaltes abgekühlt, so werden sie sich, während sich die Zellen allmählich füllen, ebenso allmählich wieder erwärmen. Diese Erwärmung erfolgt aber auf Kosten des gerade zu komprimierenden Füllquantums der Zellen, so daß der Gegendruck des Zelleninhaltes dauernd ein kleinerer wird, als ohne die Wärmeaufnahme der Wandungen. Somit muß aber die Abgabe der Strömungsenergie des einströmenden und komprimierend wirkenden Treibmittels an die Radzellen größer werden, als ohne Wärmeabgabe. Ähnlich wird nun bei der Entleerung und Expansion der Zellen auf der Ausströmungsseite des Rades die Expansion unter Wärmeabgabe der Wandungen an das Treibmittel in den Zellen erfolgen, so daß die Energieübertragung auf das Laufrad dadurch neuerdings wächst, indem die Wärmeströmung selbst auf das austretende Treibmittel beschleunigend wirkt. Die Turbine wird also, wenn sich die Zellenwände an der Wärmeaufnahme und Abgabe beteiligen nur eine größere Leistung ergeben, so daß es sich empfehlen dürfte diesen Einfluß der Wandungen sogar absichtlich zu vergrößern.

Den schwerwiegendsten Einwand machte mir Dr. Ing. Loschge, Assistent Professor Schröters, des Rektors der Technischen Hochschule München, indem er erklärte, die Turbine wird zwar laufen und Arbeit leisten, aber ihre Leistung wird höchstens die einer Zölly turbine sein, deren Arbeitsprinzip das Gleiche ist.

Bei flüchtiger Betrachtung der Arbeitsweise der Maschine kann man allerdings zu der Ansicht gelangen, daß die Leistung der Maschine lediglich eine Summe von Aktions- und Reaktionswirkungen ist. Indem aus den Zellen der linken Hälfte des in Fig. 22 in Heft 3 gezeichneten Rades das Treibmittel nach und nach austritt, leistet es zweifellos eine solche Reaktionswirkung, ebenso wie auf der rechten Hälfte des Rades durch das einströmende Treibmittel eine Aktionswirkung auf das Rad ausgeübt wird. Dieser durch Aktion und Reaktion geleistete Arbeitsbetrag ist jedoch nur ein Teil der im Ganzen auftretenden Leistung, denn die Zellen des Laufrades werden nicht wie die Räume zwischen den Schaufeln aller bisheriger Dampfturbinen nur vom Treibmittel durchströmt, sondern die Radzellen werden hier auf der einen Seite gefüllt und auf der andern Seite entleert. Dabei findet in den Zellen der rechten Seite mit der Auffüllung der Zellen eine gleichzeitige Kompression des von der vorhergehenden Stellung in der Zelle befindlichen Treibmittels statt, während links die Entleerung unter fortwährender Expansion des Zelleninhalts vor sich geht. Dabei wird auf das Laufrad noch eine Schubarbeit übertragen, welche durch den Dampfdruck direkt, wie in einer Kolbendampfmaschine geleistet wird. Zur Begründung dieser Aussage sei zunächst auf eine auffallende jederzeit demonstrierbare Tatsache hingewiesen.

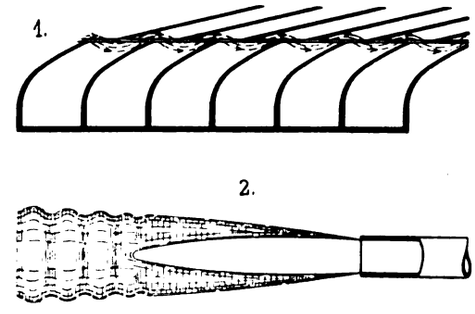


Fig. 28. Z. A.: Ergänzungen zur Theorie der Turbine für elastische Treibmittel.

Wer jemals Versuche über den Ausfluß von Dampf oder Gas aus Mündungen angestellt hat, wird beobachtet haben, daß zwei Fälle ganz besonders zu unterscheiden sind. Der erste Fall ist der Ausfluß durch eine Düse, in welcher sich der Druck allmählich in Geschwindigkeit umsetzt. Dabei wird angenommen, daß das ausströmende Medium mit der Erreichung des Düsenendes auch den Außendruck erreicht. Die Erscheinungen des Ausflusses durch solche Düsen sind durch die Lavalsche Dampfturbine hinreichend bekannt geworden und kommen im vorliegenden Fall nicht in Betracht. Der zweite Fall ist der, daß das strömende Medium noch mit hohem Druck ohne vorhergehende Expansion den Ausflußquerschnitt erreicht.

Dieser Fall kann leicht demonstriert werden an einer langen Kupferröhre, in die man am hinteren Ende Wasser einpreßt, welches man in der Röhre bis zum vorderen Ende dadurch verdampft, daß man die Röhre von außen stark erhitzt. In diesem Fall beginnt die Expansion erst vom Austrittsquerschnitt ab und man erhält deutlich, wie in Fig. 28, Skz. 2 dargestellt, einen inneren farblosen Kern und eine diesen Kern begleitende weißliche Wolke in der ungefähren Form eines Rotationsparaboloids. Erst sehr weit von der Mündung entfernt, beginnt sich dann der Strahl vollständig zu färben, unter Erzeugung merkwürdiger Schwingungserscheinungen, die sich bis zum äußeren Rande erstrecken. Diese Erscheinung läßt sich ähnlich bei Stichflammen von Gas- oder Benzinbrennern beobachten. Es ist klar, daß der farblose Kern nur davon herrührt, daß in ihm der Dampf noch nicht expandiert, also noch einen weit höheren Druck als den der Umgebung besitzt. Diese Erscheinung findet ihre einfache Erklärung darin, daß die nach der Seite senkrecht zur Strömungsrichtung geschleuderten Dampfteilchen durch den expandierenden Kern beschleunigt werden müssen, so daß die Reaktion der beschleunigten Teilchen den Kern anfangs noch zusammenhält. In der erläuterten Maschine soll nun auch durchaus keine Expansion in den Leitkanälen erfolgen, sondern die Beschleunigung des

*) Vgl. die entsprechenden Abhandlg. in früheren Heften d. „P. M. K.".

Treibmittels soll erst an der Mündung der Leitkanäle beim Eintritt in die Zellen beginnen. Der entstehende Strahl kann sich dann bei genügend kleinem Gegendruck des Zelleninhalts ebenso frei entwickeln, wie bei dem vorherbeschriebenen Ausfluß. Da ferner die Strahlrichtung — welche die Resultierende sein muß aus der Umfangsgeschwindigkeit c und der Relativgeschwindigkeit r des Treibmittels in der Zelle — einen kleineren Winkel mit dem Radumfang bilden muß als die Zellenwände, so ergibt sich, daß der ganze Strahldruck nur auf die links liegende Zellenwand wirken kann. Siehe Fig. 23, Skz. 1 u. 2 u. Fig. 24, Skz. 1. Vor der rechts liegenden Zellenwand befindet sich dauernd ein Raum, in dem lediglich ein durch Streuung der Teilchen hervorgebrachter Unterdruck herrscht. Dies ist selbst in der ungünstigsten Stellung der Zelle der Fall, wenn nämlich die Kanten der Zellenwände mit den Leitkanalkanten zusammen treffen (Fig. 24, Skz. 1). Von einem Unterschied zwischen der Wirkung des statischen und dynamischen Flüssigkeitsdrucks habe ich dabei bisher absichtlich nicht gesprochen, weil streng genommen bei Gasen überhaupt kein statischer Druck existiert, solange man den Gasdruck als die Resultante der Stoßkräfte der schwingenden Molekel auffaßt. Das Grundprinzip des neuen Arbeitsverfahrens besteht eben gerade darin, daß die Molekularbewegung direkt in Massenbewegung umgesetzt wird. Indem jede Zelle bereits mit großer Geschwindigkeit, aber nur mit Treibmittel von viel geringerem Druck gefüllt vor den nächsten Leitkanal tritt, in welchem ein höherer Druck herrscht, wird gewissermaßen eine Explosion des an der Mündung befindlichen Treibmittels hervorgerufen, deren ganze Wucht aber in Richtung der sich bewegenden Zelle wirkt, weil nur diese es ist, die die Erscheinung selbst hervorbringt.

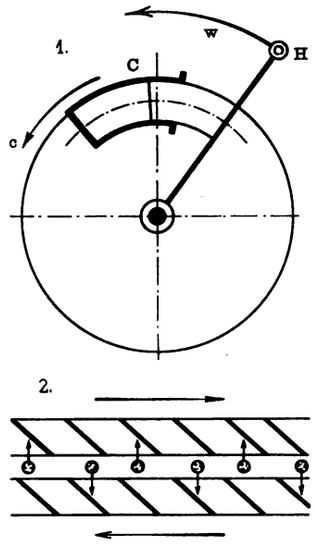


Fig. 29. Z. A.: Ergänzungen zur Theorie der Turbine für elastische Treibmittel.

Man bedenke ferner, daß der eintretende Strahl (als Ganzes genommen) wegen seiner größeren Geschwindigkeit an der linken Zellenwand reflektiert wird und dann erst die in der Zellentiefe liegenden Schichten des bereits vorhandenen Treibmittels komprimiert. Natürlich wird dieser Vorgang in Wirklichkeit nicht so vor sich gehen, daß jedes Teilchen des eintretenden Strahles erst die Wand trifft und dann reflektiert wird, sondern gerade durch die Übertragung der Stoßkräfte der Teilchen aufeinander, wird der Strahldruck auf die Wand und auf das in der Zelle befindliche Treibmittel wirken.

Ich gebe zu, daß es eines besonderen Hineindenkens in die tatsächlichen Vorgänge bedarf (und damit auch des guten Willens) um die Wirkung richtig zu beurteilen; auf jeden Fall aber liegen die Verhältnisse nicht so einfach, wie bei den bisher gebauten Dampfturbinen.

Dies läßt sich besonders daraus erkennen, daß man niemals unter Annahme der alleinigen Wirkung des einfachen dynamischen Antriebs des eintretenden Strahles verstehen wird, wieso der Zelleninhalt durch das eintretende Treibmittel komprimiert werden soll.

Zur Klarlegung dieser Wirkung denke man sich auf einer Scheibe (siehe Fig. 29, Skz. 1) einen Zylinder C befestigt, der entsprechend dem zugehörigen mittleren Radius gekrümmt ist und in diesem einen Kolben der seinerseits um die Achse der Scheibe frei beweglich ist und z. B. durch einen Handgriff H angedreht werden kann. Die Bewegung und damit die zugeführte Leistung wird dann nur vollständig auf die Scheibe übertragen, wenn das Moment des im Zylinder vorhandenen Gasdrucks gleich dem Moment der drehend wirkenden Kraft ist, während gleichzeitig das Moment des äußeren (durch die Welle übertragenen) Nutzwiderstandes ebenfalls dem Moment des Kolbendruckes gleich sein muß. Ist das Moment der Kraft am Hebel H größer als das Moment des Gasdrucks (und somit auch größer als das Moment des Nutzwiderstandes), dann findet eine Kompression des Zylinderinhaltes statt, während zugleich, wenn nicht der Nutzwiderstand im gleichen Maße wächst, eine Beschleunigung der Scheibe eintreten muß. Soll sich die Scheibe während des Kompressionsvorgangs aber mit konstanter Geschwindigkeit bewegen, so muß der Nutzwiderstand genau so zunehmen, wie der Druck im Zylinder. Bewegt sich der Kolben während der Kompression mit einer Geschwindigkeit w, der Zylinder dagegen mit einer Geschwindigkeit c, so ist, wenn p_m den (z. B. bei adiabatischer Kompression leicht zu berechnenden) mittleren Druck darstellt, die am Hebel H zugeführte Energie $F \cdot p_m \cdot w$; die auf die Scheibe übertragene Energie $F \cdot p_m \cdot c$, während die Differenz beider die auf den Gasinhalt treffende Kompressionsarbeit darstellt. Soll dabei die Kompression nach einem bestimmten Bruchteil des Scheibenumfangs (z. B. nach Zurücklegung des halben Umfangs!) vollendet sein, so muß zwischen w und c selbstverständlich noch eine einfache Beziehung bestehen, welche auch noch von den Raumverhältnissen des Zylinders abhängt. Denkt man sich nun andererseits auf der zweiten Hälfte des Rades den komprimierten Zylinderinhalt wieder expandiert, indem nun die Geschwindigkeit der Kurbel H hinter der Geschwindigkeit der Scheibe zurück bleibt, so wird auf die Scheibe neuerdings ein Effekt $F \cdot p_m \cdot c$ übertragen, wobei p_m jetzt den mittleren Druck der Expansion bedeutet. Die kleinere Geschwindigkeit w des Hebels muß dabei auch wieder einen bestimmten Bruchteil von c ausmachen, wenn die Expansion wieder nach Zurücklegung eines bestimmten Bogens beendet sein soll.

Dieser soeben geschilderte Vorgang findet nun in allen Radzellen in der soeben erläuterten Weise statt und zwar der Kompressionsvorgang bei der Füllung, unter Vorwärtsschieben der Zellen auf der rechten Seite und die Expansion mit der Entleerung der Zellen unter Rückwärtsschieben auf der linken Seite. Bei der Füllung der Zellen auf der rechten Seite des Rades wird nämlich die Zelle n, deren Füllung das spezifische Gewicht γ_n haben möge, bis sie vor dem Eintrittskanal tritt, fortwährend mit Treibmittel gefüllt, während ihr anfänglicher Inhalt entsprechend dem Anwachsen des Drucks komprimiert wird. Der Unterschied liegt gegenüber dem gerade beschriebenen Modell nur darin, daß die Rolle des die Arbeit übertragenden Kolbens das eintretende Treibmittel selbst spielt, während die Zahl der in verschiedenen Druckstadien vorhandenen Radzellen die Gesamtleistung als Summe der momentanen Einzelleistungen berechnen läßt. Das eintretende Treibmittel schiebt dabei die Radzellen nicht nur mit seinem statischen Druck (allerdings wegen der Neigung der Zellenwände nur mit einer Komponente) vorwärts, sondern es komprimiert auch den Zelleninhalt, so daß der mittlere Arbeitsdruck für eine Bewegung um die Zellenteilung aus dem Druckgefälle zu berechnen ist.

Ebenso schiebt das austretende expandierende Treibmittel auf der linken Seite die Radzellen rückwärts und damit im gleichen Drehsinn vorwärts. Nach Früherem ist das Druckgefälle von Zelle zu Zelle $\frac{p_x}{p_{x+1}} = q^k$, wobei q das Gefälle der spezifischen Gewichte von Zelle zu Zelle und k das Verhältnis der spezifischen Wärmen darstellt. Die Kompressionsarbeit für irgend eine Druckstufe von p_{x+1} auf p_x läßt sich unter der Annahme adiabatischer Kompression pro ein kg nach der Formel berechnen:

$$L = \frac{1}{k-1}(p_x v_x - p_{x+1} \cdot v_{x+1}).$$

Hieraus ergibt sich entsprechend der Volumenabnahme ein mittlerer Druck:

$$p_m = \frac{1}{k-1} \cdot \frac{p_x v_x - p_{x+1} \cdot v_{x+1}}{v_{x+1} - v_x}.$$

Nun läßt sich aber setzen $v_{x+1} = v_x \cdot q^{-1}$ und $p_{x+1} = p_x \cdot q^k$, so daß

$$p_m = \frac{1}{k-1} \cdot p_x \cdot \frac{(1 - q^{-1} \cdot q^k)}{q^{-1} - 1}.$$

Dieses p_m ist der mittlere Arbeitsdruck für jede beliebige Zellenstellung. Da nun aber der Inhalt sämtlicher Zellen auf der rechten Seite des Rades gleichzeitig komprimiert wird, so stellt die Σp_m den totalen Arbeitsdruck auf der rechten Seite des Rades vor. Andererseits expandiert das Treibmittel auf der linken Seite in derselben Weise, wie es rechts komprimiert wird, so daß zur Berechnung des gesamten Arbeitsdruckes der obige Ausdruck noch mit zwei zu multiplizieren ist. (Fortsetzung folgt.)

April 1913.

Der prakt. Kraftmaschinenbau und -Betrieb

Branchen-Ausgabe II des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur".

Schriftleitung: Ingenieur F. Wilcke, Leipzig.

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Neues aus dem Dampf-Lokomobilwesen.

Mit Abbildungen, Fig. 30 u. 31.

Seitdem sich die Tatsache, daß die ortsfeste (stationäre) Dampf-Lokomobile als Betriebsmaschine für Fabriken und Kraftzentralen mehr und mehr Anwendung findet, nicht mehr ableugnen läßt, beginnt auch die Bautechnik an derselben Interesse zu nehmen; hauptsächlich, soweit es sich um den Ausbau von Maschinenhäusern für solche handelt.

Um hierbei aber bautechnisch richtig disponieren zu können ist auch eine gewisse Kenntnis derartiger Lokomobilen erforderlich. Aus diesem Grunde geben wir nachstehend an Hand der Fig. 30 die Beschreibung der **elektrischen Zentrale** der Deutschen Waffen- und Munitionsfabriken, Zweigniederlassung Karlsruhe. Gerade diese ist wertvoll, weil sie zeigt, wie solche Anlagen aus kleinsten Anfängen heraus, unter Umständen überraschend schnell, sich entwickeln.

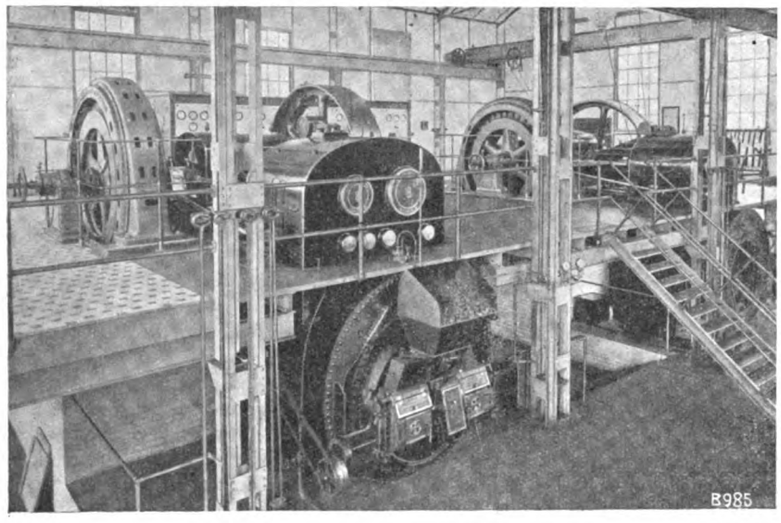


Fig. 30. Z. A.: Neues aus dem Dampf-Lokomobilwesen.

Anfänglich nur mit einer im Jahre 1908 aufgestellten 270 PS Heißdampf-Lokomobile arbeitend, entschloß sich das genannte Werk zur Deckung ihres immer größer werdenden Strombedarfes eine neue elektrische Fabrikzentrale zu erbauen. In dieser wurden zunächst zwei 470 pferdige Lokomobil-elektrische Aggregate aufgestellt, während ein drittes gleichgroßes Aggregat Anfang 1911 in Betrieb kam.

Das Maschinenhaus enthält demnach heute drei Lanzsche Heißdampf-Lokomobilen mit einer Gesamtleistung von normal 1410 PS und maximal 1740 PS, die in direkter fester Kupplung je einen Drehstromgenerator der Bergmann-Elektrizitäts-Werke antreiben. Das Maschinenhaus ist durch eine Zwischendecke so geteilt, daß der hochgelegene eigentliche Maschinenraum, in dem die Dampfmaschinen, der Generator und die Schalttafel liegen, von dem tiefgelegenen Heizraum und dem Kondensations- bezw. Kesselraum unter der Zwischendecke entsprechend abgegrenzt ist. Die Verbindung zwischen Maschinen- und Heizraum wird durch die in Fig. 30 ersichtliche eiserne Treppe vermittelt. Ein Laufkran bestreicht die ganze Fläche des Maschinenraumes.

Die Maschinen sind Lanzsche Heißdampf-Verbund-Lokomobilen mit Ventilsteuerung System Lentz und mit Einspritz-Kondensation. Die Normalleistung beträgt je 470 PS_e bei 167 Umdrehungen in der Minute, die Maximalleistung 580 PS_e. Wird nach Umschaltung eines Wechselventils zeitweise auf Auspuff gearbeitet, wofür eine besondere Auspuffleitung vorgesehen ist, so leistet jede Maschine maximal noch 400 PS_e.

Konstruktion und Ausbau der Lokomobile entspricht genau dem der an dieser Stelle (siehe Nr. 13) beschriebenen Lanzschen Lokomobilen. Der Kessel ist ein ausziehbarer Röhrenkessel mit gewellter Feuerbüchse, für eine Betriebsspannung von 12 at. Der ausschaltbare Lanzsche hufeisenförmige Überhitzer ist so in die Rauchkammer eingebaut, daß die Rauchrohre im Betrieb jederzeit frei zugänglich bleiben. Der Rauchabzug erfolgt nach unten in einen gemauerten Kanal und von diesem in einen gemeinsamen Kamin.

Die Kurbelwelle ist, wie bei allen Lanzschen Lokomobilen größerer Leistung, auf gußeisernen Ständern gelagert, die den Kessel seitlich umfassen und auf besonderem Fundament ruhen, so daß sich der Kessel unter diesen Ständern beliebig längs und quer ausdehnen kann, ohne daß damit eine Beeinflußung der Kurbelwellenlagerung verbunden wäre. Der elektrische Drehstromgenerator sitzt direkt ohne Zwischenschaltung einer elastischen Kupplung auf der verlängerten Maschinenwelle, die in einem dritten Außenlager unterstützt ist. Das ganze Aggregat weist also nur drei Lager auf. Das Schwungrad von 3200 mm Durchmesser und 600 mm Breite ist fliegend auf der Pumpenseite aufgesetzt. Der Antrieb der Kondensations-Luftpumpe erfolgt durch ein zweiteiliges Exzenter von der Maschinenwelle aus.

Die normale Planrostfeuerung ist mit automatischer Rostbeschickungsvorrichtung Bauart Weck (Wurffeuerung) mit Antrieb durch Elektromotor versehen. Jede Maschine ist weiter mit einer Einrichtung zur Verstellung der Tourenzahl von Hand während des Ganges ausgestattet, so daß Tourenverstellungen von $\pm 5\%$ der normalen Umlaufszahl vorgenommen werden können.

Nun entstehen bei allen Lokomobil-Bauarten, bei denen Zylinder und Lagerbock fest am Kessel angenietet sind, Schwierigkeiten im Zusammenbau und Betrieb durch die Wärmedehnung des geheizten Kessels. Man hilft sich hier, allerdings in höchst unvollkommener und untechnischer Weise dadurch, daß man die Dampfmaschine bei geheiztem Kessel montiert und vorschreibt, daß beim Betrieb stets gleich hoher Dampfdruck gehalten werden muß. Abgesehen davon, daß damit die Montage an sich erschwert und unsicher wird, hat diese Art des Aufbaues den Nachteil, daß die Dampfmaschine niemals bei kaltem Kessel, also mit fremdem Dampf betrieben werden kann, wie es häufig wünschenswert erscheint, und daß ferner die Einhaltung stets gleich hohen Dampfdruckes im praktischen Betrieb sehr schwierig ist. Bei derartigen Lokomobilen ist es also nicht möglich, bei einer Kessel-Reinigung oder dergleichen der Lokomobil-Dampfmaschine Dampf von einem anderen Kessel zuzuführen und dadurch den Betrieb während dieser Zeit aufrecht zu erhalten.

Bei der Lanzschen Bauart ist dagegen die Dampfmaschine an keiner Stelle direkt mit dem Kessel vernietet. Sie bildet vielmehr ein Ganzes für sich, das fertig montiert mit dem Kran auf den Kessel gesetzt bezw. von ihm abgehoben werden kann (Fig. 31). Der Dampfzylinder wie die Kurbelwellenlagerung ruhen auf kräftig gehaltenen Stahlblech-Stützen bezw. der Lagersattel bei großen Maschinen auf schweren Gußständern. Der Kessel ist daher in der Lage, sich ungehindert auszudehnen, ohne daß dadurch der Zusammenbau der Dampfmaschine irgendwie schädlich beeinflußt wird. Bei den Lanzschen Lokomobilen kann daher die Montage in der Werkstätte bei kaltem Kessel erfolgen.

Es liegt auf der Hand, daß bei dieser Bauart die Dampfmaschine, die durchaus unabhängig von der Einwirkung der Temperaturdehnung ihres zugehörigen Kessels ist, auch bei ungeheiztem Kessel ohne Umlagerung der Kurbelwelle, mit fremdem Dampf aus irgend einem anderen Kessel ohne weiteres und ohne Gefahr für die Achse und ihre Lagerung betrieben werden kann. Diese Betriebsmöglichkeit mit fremdem Dampf kann oft von größter Wichtigkeit sein, da z. B. bei Kessel-Reinigung usw. selbst bei ausgezogenem Rohrsystem die Dampfmaschine mit Dampf aus einer sonst vorhandenen Quelle gespeist wird und dadurch eine störende Betriebsunterbrechung vermieden bleibt.

Ein interessanter Fall über einen derartigen Betrieb mit fremdem Dampf bei ausgezogenem Kessel sei hier mitgeteilt:

Die Chemische Fabrik Hönningen a. Rh. besitzt eine 600 pferd. Lanzsche Heißdampf-Verbund-Lokomobile. Durch zu niedrigen Wasserstand im Kessel war die Feuerbüchse glühend geworden und hatte sich eingebeult, so daß der Kessel stillgelegt werden mußte. Während der ganzen Zeit der Erneuerung der Feuerbüchse wurde die Maschine mit Dampf aus einem fremden Kessel versorgt und mit ihrer vollen Leistung ohne jede Störung betrieben.

Bei den meisten Lanzschen Lokomobil-Anlagen, in denen mehrere Maschinen nebeneinander aufgestellt sind, werden die einzelnen Lokomobilen durch ein Dampfsammelrohr derart untereinander verbunden, daß jede Maschine im Bedarfsfalle mit Dampf aus dem Nachbarkessel gespeist werden kann.

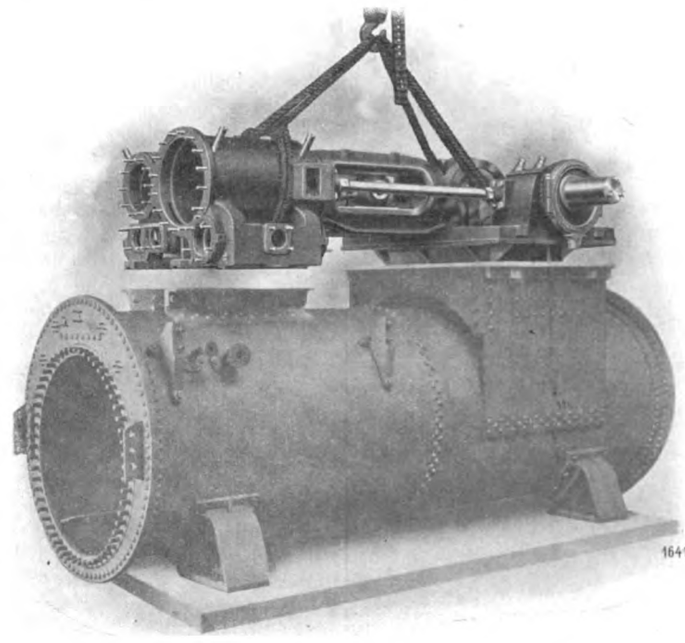


Fig. 31. Z. A.: Neues aus dem Dampf-Lokomobilwesen.

Über die Fundierung von Explosionsmaschinen.

Von **W. Heym** in **Groß-Lichterfelde**-Ost.

Mit Abbildungen, Fig. 32 bis 34.

Zusammenfassung. Es werden zunächst die bei der Fundierung von Maschinen im allgemeinen und von Explosionsmaschinen im speziellen gemachten Fehler besprochen und dann die Anforderungen an ein gutes Fundament festgelegt. Daran schließen sich Angaben über die Ausführung solcher Fundamente, einschließlich der Anker und Ankerplatten.

Wenn eine Explosionsmaschine nicht zufriedenstellend arbeitet, Maschine und Zubehörteile sich aber in gutem Zustande befinden, so ist die allgemeine Installation einer Untersuchung zu unterziehen. Sehr oft findet man dann, daß die Wurzel des Übels in den Fundamenten zu suchen ist. Zunächst richtet sich der für die Fundamente in einem Maschinenraum zu wählende Platz nach den besonderen Anforderungen. Soll die Maschine beispielsweise eine frühere Kraftquelle ersetzen, so wird ihre Anordnung in nächster Nähe der anzutreibenden Maschinen erforderlich werden. Ähnlich liegen die Verhältnisse bei Neuanlagen insofern, als die antreibende Maschine ihren Arbeitsbedingungen entsprechend angeordnet werden muß. Oft schreibt sogar die Größe des Maschinenraumes oder die Möglichkeit, durch eine bestimmte Aufstellung den besten Weg für die Auspuffleitung zu erhalten, den Platz für die Maschine vor.

Eine gute Zugänglichkeit aller Maschinenteile ist eine Hauptforderung; es sollte daher, wenn die Verhältnisse es irgend gestatten, ein breiter Gang nach allen Seiten vorgesehen werden. Es ist aber mit gelegentlichen Prüfungen der einzelnen Teile den Anforderungen zur Aufrechterhaltung eines guten Betriebes nicht gedient, diese Kontrolle muß vielmehr auch während des Betriebes der Maschine erfolgen können. Bei liegenden Maschinen erfordern die Zündungsvorrichtungen und die Ventilsteuerungen besondere Wartung, so daß diese Teile wenigstens 1 m von den Wänden des Maschinenraumes entfernt gelegen sein müssen. Ferner ist es vorteilhaft, wenn die Zylinderbekleidungen zur Vornahme irgendwelcher Reparaturen entfernt werden müssen, einen genügend freien Raum zur Ausführung dieser Arbeiten zur Verfügung zu haben. Auch bei dem Auswechseln von Riemenscheiben oder Schwungrädern erspart eine Vornahme dieser Arbeiten ohne die Notwendigkeit, die Welle aus den Lagern heben zu müssen, Zeit, Mühe und Geld.

Ist zum Anlassen einer Maschine ein Andrehen des Schwungrades von Hand erforderlich, so ist wenigstens ein freier Raum von 1 m vorzusehen. Der gleiche Abstand wird bei der Verwendung einer Andrehvorrichtung benötigt.

Bei stehenden Maschinen, bei denen die Zylinder oberhalb der Welle angeordnet sind, läßt sich der freie Raum etwas verringern, da die empfindlichsten Teile hier oberhalb der Zylinder und daher an sich leicht zugänglich angeordnet sind. Maschinen dieser Bauart, besonders die Zweitakttypen, haben ihre Kurbelwellen und Verbindungsstangen innerhalb des Kurbelgehäuses. Da die Welle tief liegt, treten Schwierigkeiten auf, wenn nicht an beiden Enden des Kurbelgehäuses ein freier Raum von wenigstens $^3/_4$ m vorhanden ist.

Die Lage der Wasserzuführungs- und Ableitungsrohre muß ebenfalls sorgfältig erwogen werden. Eine geeignete Stelle zur Unterbringung der Auspuffleitung, welche weder die Nachbarschaft belästigen darf noch große Kosten verursachen soll, ist zu ermitteln. Am vorteilhaftesten wird es sein, die Kraftmaschine und die anzutreibende Maschine auf getrennten Blättern von Pauspapier aufzuzeichnen und diese Blätter dann solange übereinander zu verschieben, bis der geeignetste Platz für die Aufstellung gefunden ist. Auf Grund dieser Feststellung wäre dann der definitive Anordnungsplan zu entwerfen.

Außer als Teil der Maschinenanlage müssen die Fundamente aber auch noch eine Berücksichtigung als bauliches Gebilde in Verbindung mit dem Gebäude, in welchem sie untergebracht werden sollen, finden. Die Fundamente haben ja außer der Aufgabe, die Maschinen zu tragen, noch den Zweck, die von der Maschine verursachten Stöße und Schwankungen aufzunehmen, damit diese nicht auf das Gebäude selbst übertragen werden.

Jede Explosionsmaschine erzeugt durch die Bewegung ihrer arbeitenden Teile stärkere oder schwächere Schwankungen. Je schwerer aber das Fundament ist, desto größeren Widerstand wird es infolge seiner trägen Massen diesen Schwankungen zu bieten vermögen. Wenn nun auch eine Verringerung der Einflüsse dieser Schwankungen möglich ist, so werden sich diese doch nicht gänzlich beseitigen lassen. Das für die Errichtung des Gebäudes verwendete Material ist nur wenig elastisch, so daß jede Schwankung dem Fundament und durch dieses den benachbarten Gebäudeteilen mitgeteilt wird. Wird nun das Fundament direkt und starr mit den übrigen Teilen des Gebäudes verbunden, so werden die Schwankungen in einer großen Flächenausdehnung auf die Wände des Gebäudes übergehen. Außerdem werden auch die Geräusche der Maschine gesteigert und vervielfältigt durch die Resonanzwirkung der großen Flächen, welche in regelmäßiger Übereinstimmung mit den Kolbenbewegungen in Schwingungen versetzt werden.

Der Einfluß der Erschütterungen erfolgt natürlich nur langsam und schwankt auch mit der Stärke der Schwingungen und der Beschaffenheit des Mauerwerkes. Zuweilen machen sich die Einwirkungen sogar erst nach mehrjährigem Betrieb bemerkbar. Die

erste Anforderung beim Kauf einer Explosionsmaschine wird daher sein, eine Maschine zu wählen, die praktisch so gut wie frei von Schwingungen ist; die geringen noch wahrnehmbaren Schwingungen sind dann durch ein gutes, sorgfältig angelegtes Fundament auszugleichen.

Das Fundament selbst soll getrennt und ohne starre Verbindung mit den benachbarten Teilen des Mauerwerkes aufgeführt werden, allein sein Gewicht muß ihm eine gute Unterlage geben, ohne daß die umgebenden Teile zu seiner Festigung herangezogen werden müßten. Zwischen der Sohle und dem Fundament wird am besten ein kleiner freier Luftraum belassen. Bei einer solchen Anordnung wird die Übertragung von Schwingungen bedeutend vermindert.

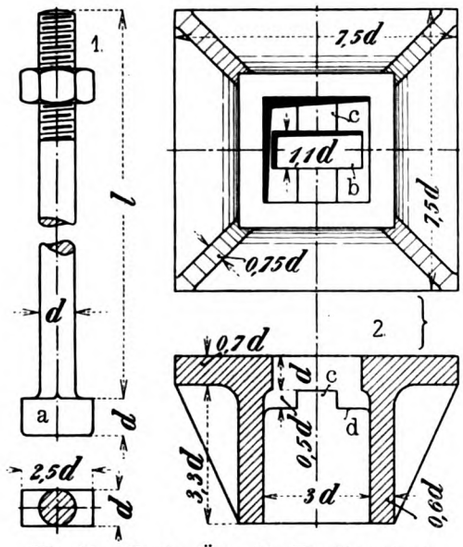


Fig. 32. Z. A.: Über die Fundierung von Explosionsmaschinen.

In gewissem Grade ist auch die Beschaffenheit der Sohle näher zu untersuchen, ehe der Platz für das Fundament ausgewählt wird. Bei kleinen Maschinenanlagen ist die Lösung dieser Frage von geringerer Bedeutung, so daß sie bereits bei dem Bau des Maschinenhauses erfolgen kann. Man kann da eben annehmen, daß wenn die Sohle zum Tragen der Hauswände ausreicht, sie auch für die Aufnahme der Fundamente genügen wird. Falls erforderlich, läßt sich die Sohle außerdem auch durch künstliche Mittel festigen.

Vor allem jedoch darf eine Errichtung der Fundamente auf durchaus trockenem Boden nie übersehen werden. Nasse Sohlen übertragen Schwingungen und Geräusche in demselben Grade wie reines Wasser, wie Erfahrungen mit einer in der Nähe eines Flusses errichteten Anlage erwiesen haben. Die Fundamente wurden dort ohne besondere Vorkehrungen auf dem reichlich mit Wasser versetzten Boden errichtet. Man fand, daß die Schwingungen, welche durch die Maschinen hervorgerufen wurden, leicht durch das Flußbett auf Entfernungen bis zu 32 km übertragen wurden. Sie wurden schießlich so lästig, daß die Anlage außer Betrieb gesetzt werden mußte.

Zwei Fehler waren bei dem Bau dieser Anlage begangen worden: die Fundamente waren direkt auf dem schwammigen Boden aufgebaut und die Blöcke selbst waren in Höhe und Länge gleich groß gehalten, so daß sie nur geringe Stabilität besaßen. —.

Ehe ein Maschinenfundament für einen besonderen Fall entworfen und in seinen Abmessungen festgelegt wird, muß weiter das zu verwendende Material genauen Untersuchungen unterworfen werden. Praktisch kommen nur drei Materialarten in Frage: einfache Steinblöcke, hart gepreßte Mauersteine oder ähnliche Ziegel und Zement. Welche dieser Arten zu wählen sein wird, hängt in der Hauptsache auf Grund des für dieselben zu zahlenden Preises von der Entschließung des Unternehmers ab.

Feste Steinblöcke verursachen infolge der schweren Arbeiten zur Vollendung des Fundamentes große Unkosten, auch wenn die Blöcke selbst zu geringem Preise erhältlich sind. Im allgemeinen finden daher weichere Steinarten Verwendung, da diese leichter zu bearbeiten sind. Obgleich ein gut bearbeiteter Steinblock ein gut aussehendes und brauchbares Fundament liefert, ist seine Verwendung doch auf verhältnismäßig kleine Maschinen, besonders solche vertikaler Bauart, beschränkt.

Hart gepreßte Mauersteine erfordern einen guten, schnell bindenden Mörtel, der aus einem Teile Portlandzement und zwei bis drei Teilen Quarzsand zusammengesetzt sein muß. Der letztere darf keine Staubteile enthalten. Muß das Fundament beträchtlichen Zugbeanspruchungen standhalten, so ist der Mörtel etwas reicher zu halten; für solche Fälle ist ein Teil Zement und ein Teil Sand das richtige Mischungsverhältnis. Dieselbe Mischung empfiehlt sich für die Ausführung der oberen Tragfläche. Die Steine werden in derselben Weise wie bei architektonischen Bauwerken in Lagen aufgeführt. Ein so gebautes Fundament besitzt ein sehr gefälliges Aussehen und ist äußerst dauerhaft. In den mittleren Teilen können einige Lagen geringwertigeren Materiales, wenn dasselbe durchaus trocken ist, Verwendung finden.

Zement ist das idealste Material für Fundamente. Seine Eigenschaften und Vorteile sind als bekannt vorauszusetzen.

Im Anschluß an das Vorstehende dürften noch einige Betrachtungen über die zu verwendenden Fundamentbolzen angebracht sein. Häufig trifft man in dem Fundament einer Maschine schon nach kurzer Betriebszeit gebrochene Bolzen an. Solche Übelstände lassen sich zwar vermeiden, doch wird man dieselben stellenweise immer wieder antreffen. Die schwere Maschinengrundplatte sollte langsam und sorgfältig von dem Fundament gelockert werden und die Einführung der Bolzen in die zu ihrer Aufnahme bestimmten Löcher behutsam erfolgen. Das Material für die Bolzen soll bester Qualität sein und die Köpfe müssen gut geschmiedet werden.

Da die Aufstellung einer Maschine oft genug unter schwierigen Verhältnissen erfolgen muß und nicht immer geübtes Personal hierbei zur Verfügung steht, sollten die Fundamentbolzen beweglich gemacht werden. Für jeden Bolzen wird ein seitlicher Spielraum gelassen, welcher einen schweren Gußeisenkörper enthält. Der Bolzen wird in einer Nabe dieses Körpers durch einen Keil festgehalten. Wird der letztere entfernt, so ist der Bolzen lose und kann nach oben herausgezogen werden. Es lassen sich die Bolzen aber auch noch in einer einfacheren Art beweglich machen.

In Skizze 1 der Fig. 32 bezeichnet d den Durchmesser und l die Länge des Bolzens. Man sieht, daß der Bolzen einen rechteckigen Kopf a besitzt. Dieser Kopf muß sehr sorgfältig ausgeschmiedet werden und bedarf dann keiner weiteren Bearbeitung. Fig. 32, 2 zeigt die Gegenplatte, welche zu dem Bolzen gehört. Dieselbe trägt in der Mitte eine rechteckige Öffnung b, in welche der Bolzenkopf a leicht eingeführt werden kann. Wird der Bolzenkopf a durch diese Öffnung b hindurchgeführt und der Bolzen dann um 90° gedreht, so legt sich der Kopf in die zwei Vertiefungen c ein. Erfährt der Bolzen nun eine nach oben gerichtete Zugbeanspruchung, dann wird er in seiner Lage festgehalten. Die mit d bezeichneten Stellen deuten die Lage des Bolzenkopfes an, wenn ein Viertel der oben erwähnten Drehung zur Ausführung gelangt ist. Wird der Bolzen ein wenig gelockert, so verläßt er diese Stellen und kann nach einer geringen Drehung nach links vollkommen herausgehoben werden. Werden die Bolzen paarweise verwendet, so sind doppelte Gegenplatten, wie Fig. 34 zeigt, erforderlich. Diese Anordnung empfiehlt sich besonders, da sie eine genaue Entfernung zwischen der Platte und den Bolzen liefert und leichter zu handhaben ist. Bei kleinen Anlagen ist es auch statthaft, eine gemeinsame Platte für alle Bolzen zu verwenden.

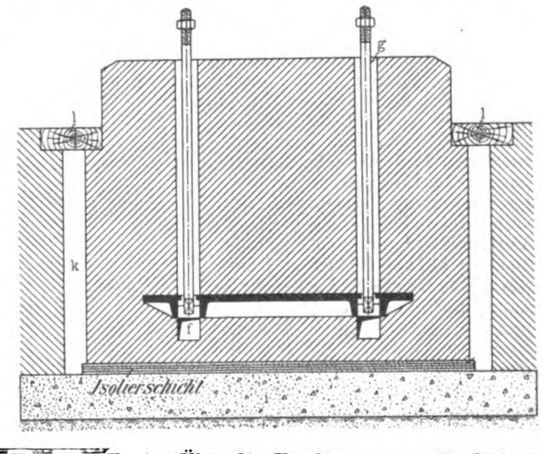


Fig. 33. Z. A.: Über die Fundierung von Explosionsmaschinen.

Ein vertikaler Schnitt durch ein Fundament, aus welchem die Anordnung der Metallteile ersehen werden kann, ist in Fig. 33 gegeben. Die Aussparungen g können rund oder quadratisch und müssen entsprechend weit sein, um ein bequemes Durchführen der Bolzenköpfe zu ermöglichen. Die Bolzen werden in gewöhnlicher Weise geschmiedet. Unter jedem Bolzenkopf ist noch ein freier Raum f vorhanden, in welchen der Bolzen erforderlichenfalls hinabgelassen werden kann.

Da das Fundament an der Oberfläche abgeglättet ist, läßt sich die Maschine leicht aufsetzen und ohne Störung durch die Bolzen nach seitwärts abschieben. Ist die Maschine auf das Fundament gebracht, so werden die Bolzen mit Hilfe von Drähten heraufgezogen, bis die Köpfe an der in dem Fundament eingelassenen Metallplatte anliegen. Hierauf braucht man nur die Muttern auf den Gewindeteil der Bolzen aufzuziehen. Würden die freien Räume f nicht unter jedem Bolzen vorgesehen sein, so würden die Bolzen starr in dem Fundament ruhen und nur durch rohe Gewalt und unter Zerstörung des Fundamentblockes entfernt werden können.

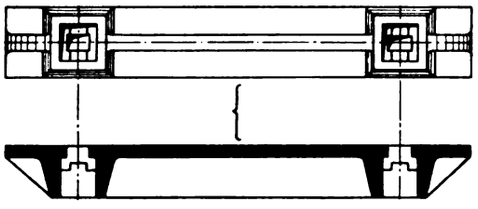


Fig. 34. Z. A.: Über die Fundierung von Explosionsmaschinen.

Wird ein Bolzen völlig abgedichtet in ein Fundament eingeführt, so kann man ihn bei dem Aufbringen der Maschine kaum zentralisieren, ebenso keine gleichmäßige Auflage der Schraubenmutter auf der Maschinengrundplatte erhalten. Ruht aber der Bolzen in seiner ganzen Länge unbehindert im Fundament, so wird er sich selbst der durch die Maschine vorgeschriebenen Stellung entsprechend einstellen und Spannungen werden zu vermeiden sein. Wenn nun die Maschine sachgemäß auf dem Fundament ruht, hat jede Mutter eine gute Auflagefläche und der Zement hat nur den normalen Zugbeanspruchungen zu widerstehen. Es darf nicht außer acht gelassen werden, daß die Maschine mit dem Fundament praktisch nur durch die Reibung zwischen der Unterseite der Grundplatte und der Oberfläche des Zementes in Kontakt steht. Diese Reibung ist eine Folge des Bolzendruckes und des Maschinengewichtes. Es genügt, die Bolzen in der aus Fig. 33 ersichtlichen Weise gegen die Grundplatte zu pressen.

Diese Fundamentierungsart ist bereits bei vielen größeren Anlagen mit Erfolg zur Verwendung gelangt. Es gibt natürlich noch andere Ausführungsarten, welche gleichbefriedigende Resultate zu liefern vermögen; aber auch bei diesen sind zur Vermeidung störender Anstände bestimmte Maßnahmen zu befolgen.

(Fortsetzung folgt.)

Luftpumpen mit kreisendem Kolben.

Mit Abbildung, Fig. 35.

Zusammenfassung. Eine Betrachtung über Luftpumpen mit kreisendem Kolben unter besonderem Bezug auf die Konstruktion der Siemens-Schuckertwerke. Die beschriebene Luftpumpe soll, wie behauptet wird, die Vorteile der trockenen Verbundkolbenluftpumpen und der Luftpumpen mit reiner Drehbewegung vereinigen. Sie vermeidet dabei die Nachteile der Verbundkolbenpumpen, nämlich den erheblichen Bedarf an Raum, das große Gewicht, die Beschränkung auf niedrige Drehzahlen und die Notwendigkeit kräftiger Fundierung, sowie den Nachteil des hohen Leistungsverbrauches der Luftpumpen mit reiner Drehbewegung und Wasserbeaufschlagung.

Die erheblichen Vorteile, welche die Maschinen mit rotierenden Massen gegenüber solchen mit hin- und hergehenden Teilen besitzen, werden gegenwärtig, wie z. B. die große Verbreitung der Dampfturbine zeigt, voll gewürdigt. Das Bestreben, diese Vorteile auszunützen, hat in den letzten Jahren auch zum Bau von rotierenden Luftpumpen, insbesondere für Kondensationsanlagen, geführt. Derartige Luftpumpen werden von den Siemens-Schuckertwerken als trockene Luftpumpen in der nachstehend beschriebenen Ausführung geliefert.

Die Pumpe, die in Fig. 35 im Schnitt dargestellt ist, besteht aus einem feststehenden zylindrisch ausgebohrten Gehäuse, in dem eine umlaufende Stahlgußtrommel mit zwei radial beweglichen, tafelförmigen Schiebern exzentrisch gelagert ist. Die Trommel berührt mit ihrem Scheitel die innere Wandung des Zylinders, während nach unten, zwischen Trommel und Zylinder, ein sichelförmiger Arbeitsraum frei bleibt, der seitlich durch die Lagerschilde abgeschlossen wird (vgl. Fig. 35, Skz. 2).

Bei der Drehung legen sich die als Kolben wirkenden Schieber durch die Wirkung der Fliehkraft dauernd gegen die innere Wand des Gehäuses. Dadurch entstehen dicht abgegrenzte Räume, die im Verlauf einer Arbeitsperiode von Null bis auf einen Höchstwert anwachsen und wieder bis auf den Wert Null abnehmen. Die Arbeitsräume stehen, solange sie im Zunehmen begriffen sind und daher Luft ansaugen, durch Schlitze, die in den Seitenschilden angebracht sind, mit dem Saugstutzen der Pumpe in Verbindung. Sobald die Größe des Arbeitsraumes wieder abnimmt, beginnt die Verdichtung. Wenn der Außendruck erreicht ist, wird der Zylinderinhalt über Plättchenventile, die in Fig. 35, Skz 2 im linken oberen Viertel des Zylindermantels liegen, in den Druckstutzen ausgestoßen. Zur Abführung der Verdichtungswärme werden Trommel und Gehäuse mit strömendem Wasser gekühlt.

Die Lager sind reichlich bemessen und als Ringschmierlager mit eingesetzten Büchsen ausgebildet; sie sind gegen das Gehäuse durch Stopfbüchsen, die mit einer bewährten Packung versehen sind, gedichtet.

Die beschriebene Bauart der Pumpe gestattet es, die einzelnen Teile ohne besondere Schwierigkeit so zu bearbeiten, wie es für den dichten Abschluß zwischen Saug- und Druckraum erforderlich ist. Zur Dichtung dieses Abschlusses trägt das Öl, das zur Schmierung der bewegten Teile in den Arbeitsraum eingeführt wird, noch wesentlich bei.

Der umlaufende Teil läßt sich gegenüber dem Gehäuse derartig verstellen, daß beide Teile an ihrer Berührungsstelle, die gegen den größten Druckunterschied abzuschließen hat, dicht aneinander liegen. Hierdurch wird die Montage naturgemäß erleichtert.

Das dem Innern der Pumpe zugeführte Öl wird zweckmäßig durch einen Ölabscheider, der nach Art der einfachen Wasserabscheider gebaut ist und am Auspuffstutzen angeschlossen wird, aufgefangen. Nachdem das Wasser abgezogen ist und die Unreinigkeiten beseitigt sind, kann das Öl wieder verwendet werden. Der Ölverbrauch ist also gering.

Die Pumpen haben den besonderen Vorzug, daß sie keinen schädlichen Raum besitzen; sie sind infolgedessen, sowie infolge der guten Dichtigkeit aller inneren Abschlüsse imstande, selbst sehr hohen Anforderungen in bezug auf die Höhe der Luftleere zu genügen. Auch in bezug auf die bei gegebener Arbeitsleistung geförderte Luftmenge zeigen die Pumpen beisp. gegenüber den mit Wasser beaufschlagten Pumpen, eine gewisse Überlegenheit.

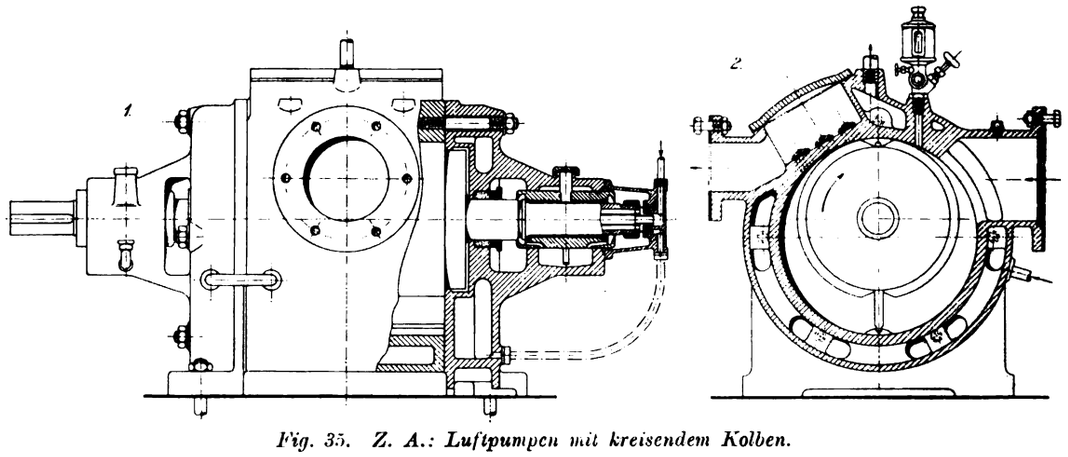


Fig. 35. Z. A.: Luftpumpen mit kreisendem Kolben.

Der Antrieb erfolgt durch einen Elektromotor, der mit der Pumpe durch eine elastische Kupplung verbunden ist. Meist wird gleichzeitig auch die Kühlwasserpumpe mit Hilfe einer elastischen Kupplung angetrieben.

Das Verwendungsgebiet der Luftpumpen erstreckt sich, wie kaum der Erwähnung bedarf, nicht nur auf Kondensationsanlagen, sondern auf alle Betriebe, in denen Luftleeren dauernd und bis zu hohen Werten zu erzeugen sind. S.

Der prakt. Kraftmaschinenbau und -Betrieb

Branchen-Ausgabe II des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur".

Schriftleitung: Ingenieur F. Wilcke, Leipzig.

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Fortschritte im Bau von ortsfesten Lokomobilen.

Mit Abbildungen, Fig. 36 bis 39.

Zusammenfassung. Beschrieben ist ein neuer Lokomobiltyp, der sich denjenigen von Wolf, Lanz usw. recht gut angliedert. Sämtliche beschriebenen Lokomobilen sind Heißdampf-Verbundlokomobilen mit Schmidtschem Rauchrohr-Überhitzer, ebenso besitzen sie ausziehbare Röhrensysteme. Die Gesamtanordnung entspricht, soweit es sich an Hand der Abbildungen eben feststellen läßt, durchaus den heutigen Anforderungen.

In neuerer Zeit haben sich neben den schon seit Jahrzehnten bekannten Lokomobilen von Wolf, Lanz, Robey, Fowler usw. auch noch einige andere Typen eingeführt, von denen derjenige der Firma Assmann & Stockder, G. m. b. H. in Stuttgart-Cannstadt wohl der erwähnenswerteste ist. Mindestens zeigen die Abbildungen, Fig. 36, 37 und 39 Formen, die denjenigen der besten, seither bekannten Lokomobiltypen sich an die Seite stellen lassen.

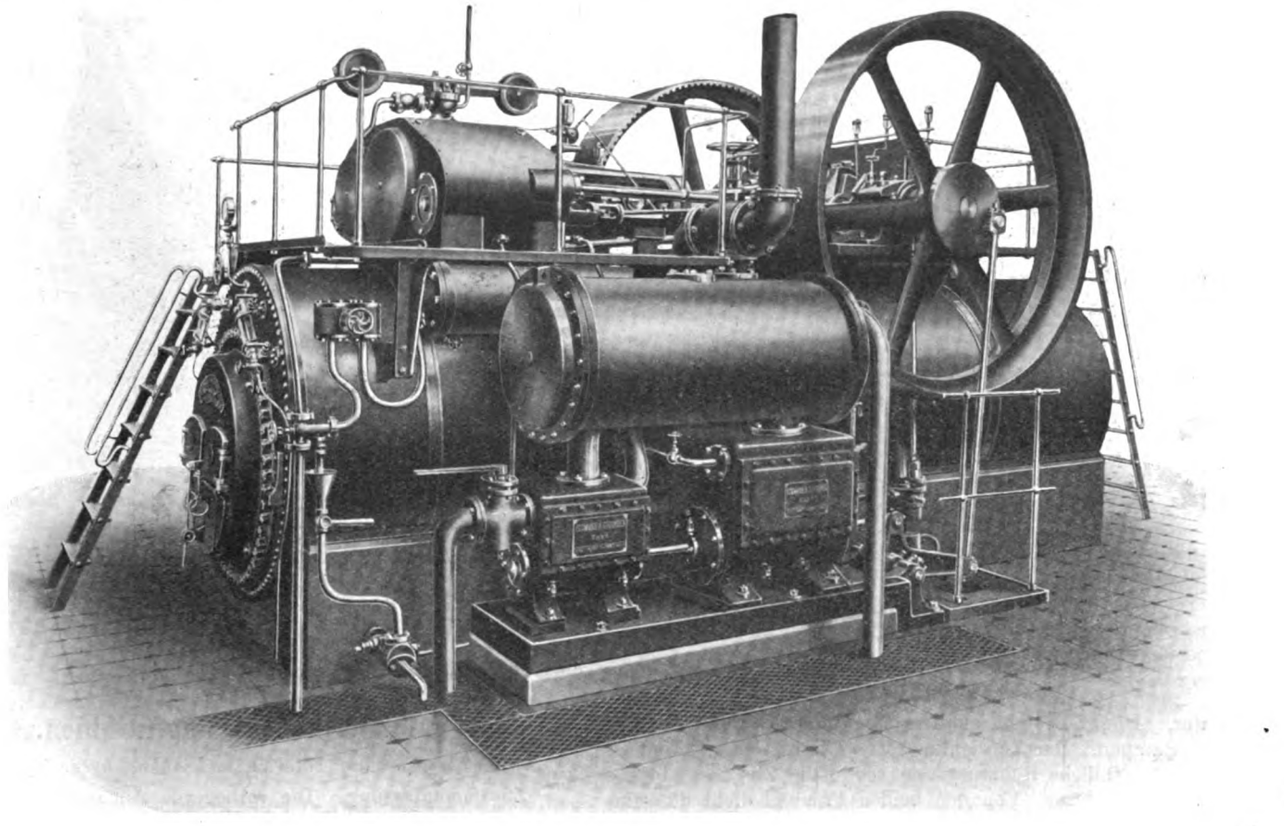


Fig. 36. Z. A.: Fortschritte im Bau von ortsfesten Lokomobilen.

Von den Abbildungen veranschaulicht diejenige Fig. 36 eine ortsfeste Heißdampf-Verbundlokomobile mit Oberflächen-Kondensation für große Leistungen, Fig. 37 eine ortsfeste Patent-Heißdampf-Verbundlokomobile mit Einspritz-Kondensation, sowie Rauchröhren-Überhitzer, Bauart Wilhelm Schmidt, und diejenige Fig. 39 eine Patent-Heißdampf-Expansionslokomobile halbstabiler Bauart, ebenfalls mit Rauchröhren-Überhitzer, Bauart Wilhelm Schmidt.

Alle drei Lokomobilen stimmen insofern überein, als die Feuerbüchse mit dem angehängten Rauchröhrensystem zugleich mit dem vorderen Kesselboden, nach Lösen der entsprechenden Schrauben, sich ausziehen läßt. Die Feuertüren lassen sich nach den Seiten aufklappen, und vor dem Aschenfall findet sich wie üblich eine einstellbare Drehklappe. Die Feuerbüchse ist, wie Fig. 38 zeigt, zylindrisch und enthält einen unverhältnißmäßig stark geneigten Planrost mit hoher Feuerbrücke. Die Rauchgase ziehen aus der Feuerbüchse durch die Feuerrohre in die Rauchkammer und umspülen dabei die in die Feuerrohre eingebauten Überhitzerrohre. Letztere finden sich nur in den oberen, zu dem Zwecke entsprechend erweiterten Rauchrohren und stehen, wie üblich mit einer Einlaßkammer und einer Auslaßkammer in Verbindung. Die Einlaßkammer empfängt den Sattdampf aus dem Langkessel durch das in dessen Dampfraume liegende, aus Fig. 38 ersichtliche Rohr. Aus der Auslaßkammer geht der hochüberhitzte Dampf durch eine zweite Rohrleitung in den Schieberkasten des Hochdruckzylinders.

Die Rauchkammer ist zur Unterbringung des Überhitzers in entsprechender Weise erweitert.

Der Kessel empfängt das Speisewasser durch eine neben ihm aufgestellte Plungerpumpe, der ein seitlich am Kessel montierter Injektor als zweiter Speiseapparat beigegeben ist. Die Speisepumpe erhält ihren Antrieb durch ein Exzenter von der Kurbelwelle aus. Neben der Lokomobile wird ev. auch noch ein Vorwärmer aufgestellt, um mit angewärmten Wasser speisen zu können.

Die Maschine ist derart auf den Kessel montiert, daß die Kurbelwelle sich vor der Rauchkammer befindet. Ein besonderer Rahmen, der den Zylinder mit den Kurbeln unmittelbar verbindet, fehlt, dagegen hängen die Kurbellager und der Mantel des oder der Zylinder durch ein System von Stangen starr zusammen. Die

Kurbelwelle trägt für gewöhnlich zwei Schwungräder, und der Zylindermantel selbst bildet den Dom des Dampfkessels; er trägt die Sicherheitsventile, die je nach dem Zwecke und der Größe der betreffenden Lokomobile entsprechend, als federbelastete oder gewichtsbelastete ausgeführt werden. Die Anordnung, daß der Zylindermantel zugleich Dampfdom ist, findet sich, wie hier ausdrücklich festgestellt sei, nicht nur bei den Lokomobilen mit einstufiger Expansion, sondern auch bei denen mit zweistufiger.

Als Steuerungsorgan dienen Kolbenschieber, deren Schieberkasten mit den Zylindern ein Stück bilden und gleich den Zylindern selbst vom Dampf umspült werden.

Bei der Lokomobile mit Oberflächen-Kondensation liegt, wie Fig. 36 erkennen läßt, rechts neben dem Lokomobilkessel der mit demselben Kühlwasser gearbeitet werden kann und nur das durch Verdunstung verloren gegangene Quantum zu ersetzen ist.

Bei der Lokomobile nach Fig. 37 mit Überflur-Einspritzkondensator tritt der Abdampf, wie die Abbildung erkennen läßt, aus dem Niederdruckzylinder zunächst in einen röhrenartigen Verdichter und geht aus diesem dann in die Pumpe. Ein Manometer gestattet es, das Vakuum zu kontrollieren. Die Kondensatpumpe empfängt ihren Antrieb naturgemäß ebenfalls von einer Kurbelscheibe auf der Kurbelwelle; ebenso ist wie beim Oberflächen-Kondensator in die Abdampfleitung ein Absperrventil eingeschaltet, um die Möglichkeit zu haben, auch mit Auspuffdampf zu arbeiten, falls die Kondensation aus irgendeinem Grunde einmal ausgeschaltet werden muß.

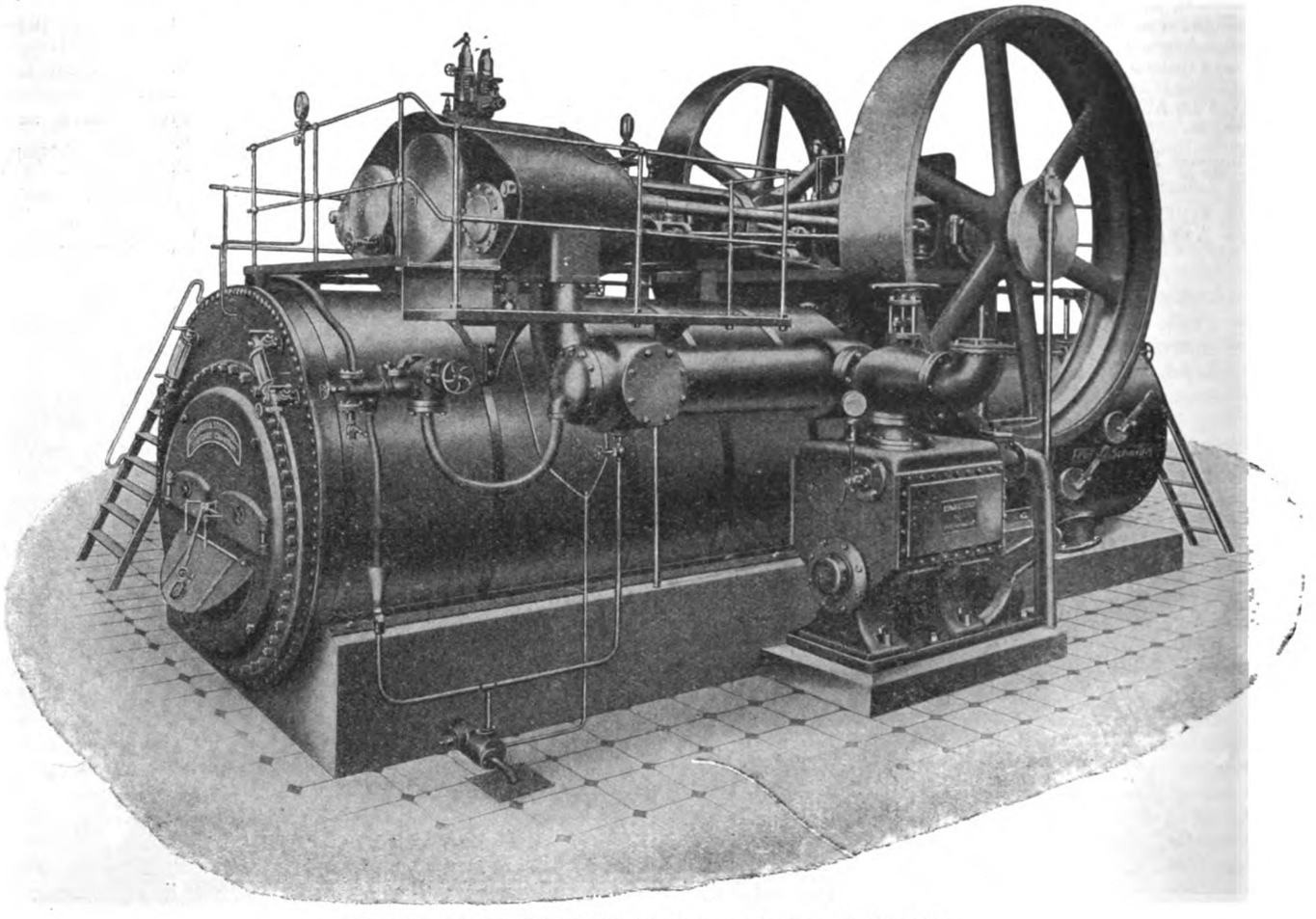


Fig. 37. Z. A.: Fortschritte im Bau von ortsfesten Lokomobilen.

Kondensator. Dieser besteht aus dem eigentlichen Verdichter und den beiden Pumpen. Der Verdichter hat die Form eines Zylinders und enthält das übliche Röhrensystem sowie die Zu- und Abflußkammer für Kühlwasser. Von den beiden Pumpen dient die eine als Kühlwasserpumpe, die zweite als Kondensatpumpe. Die Kühlwasserpumpe entnimmt das Wasser einem Brunnen durch ein Saugrohr. In letzteres ist unmittelbar vor der Pumpe ein Hahn eingeschaltet, damit der Maschinist in der Lage ist, die Zuflußmenge des Wassers nach Bedarf einzustellen. Die Kolben beider Pumpen sind gekuppelt und die Kondensatpumpe erhält ihren Antrieb unmittelbar von der Kurbelwelle aus durch Pleuelstange und Dreieckslenker.

Die Wirkungsweise der Lokomobilmaschine nach Fig. 36 ist kurz folgende: Aus dem Überhitzer strömt der heiße Dampf, verteilt durch den Schieber, in den Hochdruckzylinder. Aus diesem geht er durch einen Receiver in den Niederdruckzylinder und wird aus letzterem durch die Kondensation abgesaugt. Im Kondensator erfolgt die Kondensation des Dampfes. Da sich hier Kühlwasser und Dampf nicht miteinander mischen, so besteht die Möglichkeit, das Kondensat, nachdem es vom Öl gereinigt ist, sofort wieder zur Kesselspeisung zu verwenden. Das Kühlwasser aber geht ev. auf einen Rückkühler und wird dann von der Pumpe von neuem aufgenommen, so daß also während des Betriebes immer

Die Oerlikon-Dampfturbinen.

Mit Zeichnungen auf Tafel 21, und Abbildungen, Fig. 40 u. 41.

Zusammenfassung. Die vorliegende Abhandlung gibt in Verbindung mit früheren Berichten im „Praktischen Maschinen-Konstrukteur“ ein nahezu getreues Bild der Grenzen, innerhalb deren die Maschinenfabrik Oerlikon heute den Bau von Dampfturbinen betreibt.

Das Werk unterscheidet zwischen Kleinturbinen, Mittelturbinen und Großturbinen sowie Spezialausführungen, wie z. B. Turbinen mit Zwischendampfentnahme, Gegendruckturbinen und Frisch-Abdampfturbinen. Es versuchte auch die Dampfturbinen zu normalisieren, ein Ziel, daß es, soweit man das aus dem Artikel ersehen kann, tatsächlich erreicht hat. Aus den Zeichnungen der beigelegten Tafel erkennt man, daß die Turbinen nicht nur gut durchkonstruiert, sondern auch an sich einfach und übersichtlich in der Anordnung der einzelnen Teile sind ebenso verhältnismäßig nur wenig Raum einnehmen.

Charakteristisch für die Oerlikon-Dampfturbinen ist vor allem die Tatsache, daß sie normalisiert sind. Allerdings waren, wie man sich wohl denken kann, zur Erreichung dieses Zieles langjährige Studien und eingehende Versuche erforderlich. Mußte man doch erst die nötigen Erfahrungen sammeln und die für die Normalisierung geeigneten Materialien und Formeln einerseits überhaupt feststellen und anderseits die Fabrikate im Dauerbetriebe erst ausproben. Eine ganze Reihe von Patenten, die sich auf Konstruktionseinzelheiten beziehen, welche Einfluß auf

Dampfverbrauch, Regulierung des Dampfzutritts und der Tourenzahl usw. haben, sind die Folge dieser Versuche gewesen.

Die Konstruktion und Wahl der Typen wurde von dem Grundsatz geleitet, die Turbine nur aus tatsächlich erprobten Elementen aufzubauen und dem einzelnen Typ eine möglichst große Anpassungsfähigkeit an die verschiedenen Bedingungen hinsichtlich der Leistung, der Tourenzahl und des Wärmegefälles zu verleihen. Die Zahl der Typen ist auf das Maß und die Grenzen beschränkt, die durch die praktische Erfahrung der Maschinenfabrik Oerlikon beherrscht werden.

Die Normalisierung der Dampfturbinen ergab ihre Einteilung in Klein-, Mittel und Großturbinen, die sich kurz wie folgt charakterisieren:

Die Kleinturbine enthält in der Regel nur Geschwindigkeitsstufen und arbeitet als Auspuff- oder Gegendruckturbine ohne Kondensation. Die Geschwindigkeit wird in mehreren Stufen mit allmählich zunehmender Schaufelhöhe bei konstanter Beaufschlagungsbogenlänge ausgenutzt. Die Turbine besitzt Ringschmierlager, deren Öl, falls erforderlich, im Lagerbett durch Kühlschlangen gekühlt wird. Die Regulierung der Dampfzufuhr erfolgt direkt durch einen Präzisions-Federregulator, welcher durch ein Gestänge die Verstellung des Regulierschiebers bewirkt. Die Verbindung mit der anzutreibenden Maschine wird durch eine Lederkupplung hergestellt.

Die Mittelturbine ist eine Kondensationsturbine und verarbeitet das größere Wärmegefälle in einer entsprechend größeren Anzahl von Stufen, die zur Erzielung eines hohen Wirkungsgrades im Niederdruckteil als Druckstufen ausgebildet sind. Lagerung, Schmierung, Regulierung und Kupplung unterscheiden sich im Prinzip nicht von der Ausführung der Kleinturbine.

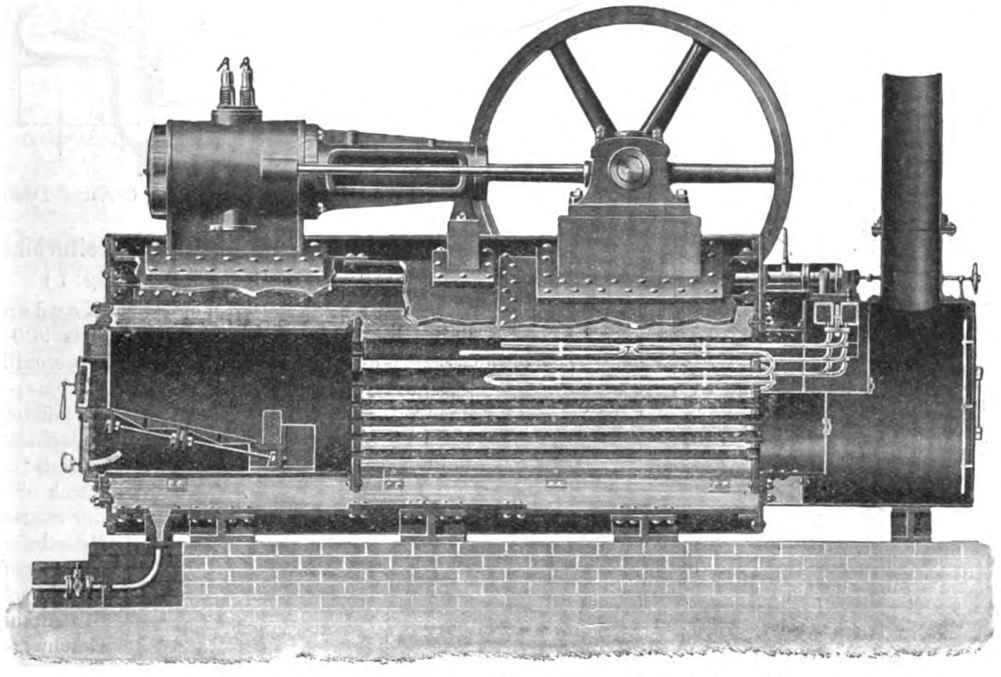


Fig. 38. Z. A.: Fortschritte im Bau von ortsfesten Lokomobilen.

Die Großturbine enthält ausschließlich Druckstufen. Sie besteht aus mehreren Stufengruppen und nutzt auch im partiell beaufschlagten Teil unter Konstanthaltung der Beaufschlagungsbogenlänge bei von Stufe zu Stufe zunehmender Schaufelhöhe die Austrittsgeschwindigkeit des Dampfes aus dem Laufrad aus. Die Lagerschmierung erfolgt mittels Drucköls, welches in einem besonderen Behälter gekühlt wird. Die Regulierung wird indirekt durch einen Regulator bewirkt; dieser steuert einen Kolben, welcher Drucköl auf die eine oder andere Seite eines Hilfskolbens führt und auf diese Weise das Reguliervertil öffnet oder schließt. Bis zu 5000 PS Leistung kommen Lederkupplungen zur Verwendung, für größere Einheiten Klauenkupplungen.

I. Die Oerlikon-Kleinturbinen.

(Fig. 40 u. 41.)

Die Oerlikon-Kleinturbinen werden in fünf Größen für Leistungen von 10 bis 500 PS bei freiem Auspuff oder für Gegendruck gebaut, also nicht mit Kondensation, und dienen zum direkten oder indirekten Antrieb (mittels Vorgelege) von Generatoren, Pumpen, Gebläsen usw. Der Abdampf geht entweder ins Freie oder man führt ihn zu Heiz- oder Kochzwecken entsprechenden Apparaten zu, wenn man nicht vorzieht, seine Wärmeenergie noch in einer anderen Maschine auszunutzen und in Arbeit umzusetzen.

Die Oerlikon-Kleinturbine ist, wie die Oerlikon-Turbine allgemein, eine Gleichdruck- oder Aktionsturbine und in der Regel als Geschwindigkeitsstufen-Turbine gebaut, d. h. der Dampf expandiert im ersten Leitrad bis auf Atmosphärendruck oder den vorgeschriebenen Gegendruck, und die erzeugte Geschwindigkeit wird in zwei, drei oder mehr Laufrädern ausgenutzt. Zu diesem Zwecke nimmt die Schaufelhöhe von Stufe zu Stufe zu, während die Beaufschlagungsbogenlänge konstant bleibt, so daß der Dampf ohne plötzliche Querschnittserweiterung in seiner Richtung weiterströmen kann und seine Geschwindigkeit beim Austritt aus dem Laufrad in der nächsten Stufe wieder verwertet wird.

Fig. 41 zeigt im Schema die Schaufelhöhen in den aufeinanderfolgenden Laufrädern, sowie den Druck- und Geschwindigkeitsverlauf in der Oerlikon-Kleinturbine, Fig. 40 einen Schnitt durch die Turbine.

Über die Ausführung der Oerlikon-Kleinturbine sei folgendes erwähnt:

Für die Laufräder kommt Siemens-Martinstahl zur Verwendung; ihre Schaufeln werden aus fünfprozentigem Nickelstahl hergestellt und sorgfältig bearbeitet. Ein Stahlband, welches um den Laufkranz gelegt und mit den einzelnen Schaufeln sauber vernietet ist, bildet die Begrenzung der Dampfführung nach außen. Da bei der Turbine mit Geschwindigkeitsstufen der Dampfdruck in allen Laufkränzen der gleiche ist, so kann zwischen der Peripherie derselben und dem feststehenden Teil, dem Gehäuse, ein beliebig großer Spielraum in axialer wie in radialer Richtung zugelassen werden, ohne daß hierdurch Dampfverluste zu befürchten wären. Der Spielraum beträgt ringsherum mindestens 3 mm, so daß jegliche Berührung zwischen rotierendem und feststehendem Teil ausgeschlossen und ein betriebssicheres Arbeiten der Turbine gewährleistet ist.

Die Welle ist so, daß die kritische Tourenzahl etwa 20 bis 50 % über der Betriebstourenzahl liegt; sie ruht in zwei Ringschmierlagern mit Weißmetall-Einlage. Infolge des allseitig gleichen Druckes auf die Laufräder tritt ein Axialdruck auf die Lager nicht auf. Trotzdem ist zur Sicherheit gegen axiale Verschiebungen das eine Lager als Kammlager ausgebildet. Eine besondere Kühlung des Schmieröls kann durch die Anordnung von Kühlschlangen im Lagerbett ermöglicht werden. Für das Gehäuse kommt Grauguß zur Verwendung. Die Turbine wird mit der anzutreibenden Maschine durch eine Lederkupplung verbunden.

Von Bedeutung für die konstruktive Ausgestaltung und die Betriebssicherheit ist die Tatsache, daß die Expansion des Dampfes bis auf Atmosphärendruck bereits in der ersten Stufe erfolgt, so daß die Stopfbüchsen keinen Überdruck abzudichten haben, wodurch sich deren Konstruktion vereinfacht und ein Undichtwerden ausgeschlossen ist.

Die Regulierung erfolgt durch einen schnellwirkenden Präzisions-Federregulator, dessen vertikale Welle ihren Antrieb unter Vermittelung eines Schneckengetriebes von der Turbinenwelle aus erhält. Eine Touren-Verstellvorrichtung gestattet, die Tourenzahl in relativ weiten Grenzen zu variieren; sobald dieselbe die normale um 15 % übersteigt, schließt ein selbsttätig wirkender Sicherheitsregulator die Dampfzufuhr ab.

Der Wirkungsgrad der Turbine ist bedingt durch die Größe der Maschine und die zulässigen Herstellungskosten. Dieselbe Turbinengröße kann mit verschiedenen Modellen hergestellt werden; mit jedem Modell wird nur ein bestimmter Wirkungsgrad erzielt. Die Verwendung des einen oder anderen Modells hängt davon ab, ob die Turbine dauernd oder nur vorübergehend (als Reserve) im Betrieb stehen soll und ob der Abdampf weitere Verwendung findet oder nicht.

In neuerer Zeit ist die Maschinenfabrik Oerlikon dazu übergegangen, zum Antrieb von langsam laufenden Maschinen, Pumpen usw. Touren-Reduktionsgetriebe zu verwenden, um die hohe Tourenzahl, welche der Turbine die Vorteile niedriger Herstellungskosten und eines ökonomischen Betriebes verleiht, beibehalten zu können. Durch dieses Zahngetriebe wird die Umdrehungszahl der Turbine ins Langsame übertragen (maximales Übersetzungsverhältnis etwa 1 : 5).

Tabelle I*).

Dampfverhältnisse für die Tabellenangaben:	Umlaufszahl in der Minute	Leistung PS	Ungefährer Dampfverbrauch bei p = 8; p = 1,5; trocken gesättigt kg/PS/Std.	Ungefährer Dampfverbrauch bei P = 15; p = 1; t = 350° C kg/PS/Std.
P = 8 bis 15 kg/cm² (Überdruck); t = 350° C bis trocken gesättigt, p = 1,0 bis 1,5 kg/cm² abs.	2500 bis 3900	10	44	22
		50	28	14
	4000 bis 6000	10	40	20
		50	22	11
	2500 bis 3900	40	30	15
		120	24	12
	4000 bis 6000	40	23	11,5
		120	18	9
	2000 bis 3100	70	27	13,5
		150	23,5	12
	3200 bis 4800	70	20	10
		150	17,5	9
	1500 bis 2300	150	26	13
		300	23	11,5
	2400 bis 3500	150	20	10
		300	17,5	9
	1300 bis 1900	250	24	12
		500	21,5	11
	2000 bis 3000	250	17,5	9
		500	16,2	8

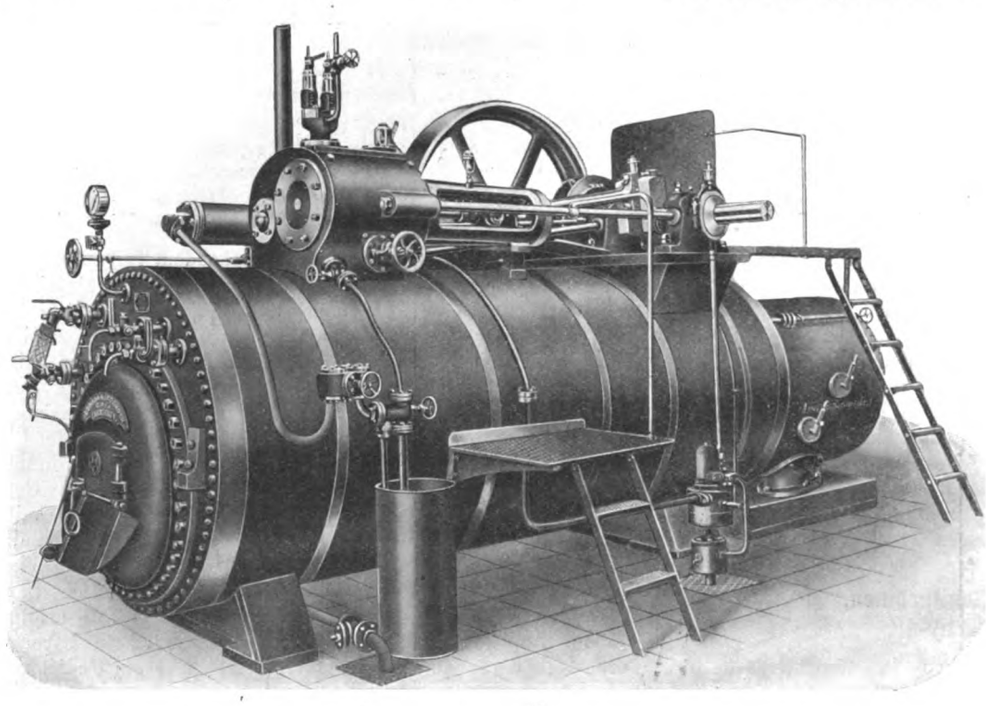


Fig. 39. Z. A.: Fortschritte im Bau von ortsfesten Lokomobilen.

*) Werden niedrigere Umlaufszahlen gewünscht, als sie die Tabelle angibt, so wird, wie bereits oben dargelegt, ein Touren-Reduktionsgetriebe zur Anwendung gebracht, so daß die Turbine ihre normale Tourenzahl beibehalten kann. Das Übersetzungsverhältnis soll dabei jedoch möglichst nicht größer als 1 : 5 gewählt werden.

Turbinen mit Touren-Reduktionsgetrieben sind dort zu empfehlen, wo die minutliche Umdrehungszahl der Maschine unter 3000 liegt.

Über die Zuteilung der Typen der Oerlikon-Kleinturbine zu verschiedenen Leistungen, die Grenzwerte ihrer Tourenzahl und den ungefähren Dampfverbrauch gibt die Tabelle I Aufschluß:

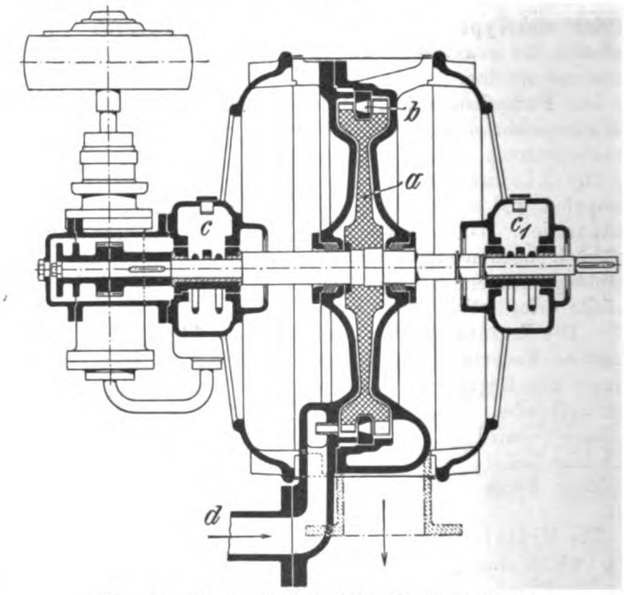


Fig. 40. Z. A.: Die Oerlikon-Dampfturbinen.

II. Die Oe.-Mittelturbinen.

(Taf. 20, Fig. 1.)

Die Oe.-Mittelturbinen sind Kondensationsturbinen und werden für Leistungen von 75 bis 900 PS ausgeführt. Die Turbine mit Kondensation muß ein wesentlich größeres Wärmegefälle verarbeiten, als die Auspuffturbine; ihre Stufenzahl wird daher entsprechend größer. Ferner müssen bei Kondensationsturbinen, um hohe Wirkungsgrade zu erzielen, im Niederdruckteil die Geschwindigkeitsstufen durch Druckstufen ersetzt werden, wodurch eine weitere Vermehrung der Stufen bedingt ist, denn zur Verarbeitung eines bestimmten Wärmegefälles benötigt die Druckstufenturbine eine größere Stufenzahl als die Turbine mit Geschwindigkeitsstufen. Die Oerlikon-Mittelturbine besitzt im allgemeinen nur (oder doch wenigstens zum größten Teil) Druckstufen. Bezüglich der Umsetzung des Dampfes entspricht sie der Oerlikon-Großturbine, während der konstruktive Aufbau sich eng an den der Kleinturbine anlehnt und nur, der größeren Stufenzahl und Leistung entsprechend, kräftiger gehalten ist. Die Art der Lagerung, Schmierung, Regulierung und Kupplung ist die gleiche wie bei der Kleinturbine, demnach sind auch hier Ringschmierlager in Anwendung, deren Öl ev. durch im Lagerbett angeordnete Kühlschlangen gekühlt werden kann. Ein Präzisions-Federregulator dient zur selbsttätigen Einstellung der Dampfzufuhr. Als Kupplung wird eine Lederkupplung verwendet. Die Mittelturbine erreicht, da sie hauptsächlich Druckstufen enthält, einen sehr hohen Wirkungsgrad.

Fig. 1, Taf. 20 zeigt im Schema einen Schnitt durch eine 500 PS Oe.-Mittelturbine; die Turbine wird für 75, 150, 400,

600 und 900 PS und jedes Wärmegefälle, sowie für alle Tourenzahlen in den Grenzen 2500 bis 4500 gebaut.

In der Tabelle II finden sich nähere Angaben über den ungefähren Dampfverbrauch usw. dieses Types.

Tabelle II*).

Normale Umlaufszahl = 3000 pro Minute.

Kondensationstypen.

Wärmegefälle = 220 WE. z. B. P 13 = kg/cm² (Überdruck), P 12 = kg/cm² „
t = 282° C, p = 0,04 kg/cm² abs.,
t = 300° C, p = 0,043 kg/cm² abs.

Typ Nr.	3250	3350	3475	3600	3700
Leistung in PS	75	150	400	600	900

Maximale Leistung ohne Überlastventil = obige PS-Angabe + 10 %.

III. Die Oe.-Großturbinen.

(Fig. 4 u. 9, Taf. 20.)

Die Oerlikon-Großturbine wird normal von 1000 PS an aufwärts bis zu den größten Leistungen gebaut. Sie enthält nur Druckstufen und unterscheidet sich von den Gleichdruckturbinen anderer Systeme hauptsächlich dadurch, daß sie auch im partiell beaufschlagten Teil die Austrittsgeschwindigkeit des Dampfes aus dem Laufrade ausnutzt. Um dieses zu erreichen, besteht die Turbine aus zwei oder mehr Gruppen (a, b, e, f, g, Fig. 9), wobei die Stufen der letzten Gruppe g voll beaufschlagt sind. In den partiell beaufschlagten Gruppen wird im Gegensatz zu den früher ausgeführten Gleichdruckturbinen die Beaufschlagungsbogenlänge konstant gehalten, während die Schaufelhöhe von Stufe zu Stufe, der Expansion des Dampfes entsprechend, zunimmt. Auf diese Weise kann der Dampf durch alle Stufen in der durch die Schaufelung bedingten Richtung weiterströmen, und seine Geschwindigkeit beim Austritt aus dem Laufrad läßt sich in der nächsten Stufe wieder verwerten.

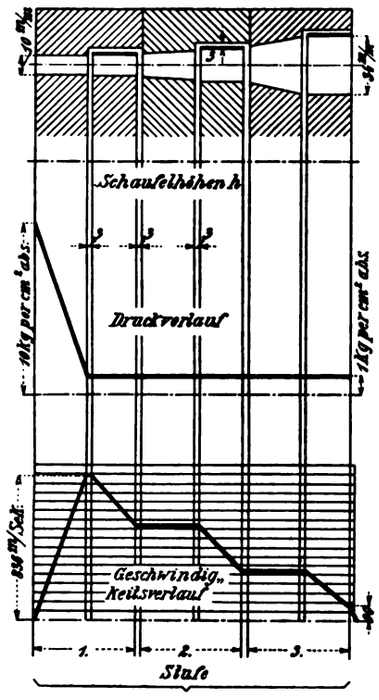


Fig. 41. Z. A.: Die Oerlikon-Dampfturbinen.

In den Gleichdruckturbinen, wie sie früher gebaut wurden, blieb im partiell beaufschlagten Teil die Schaufelhöhe konstant und der Beaufschlagungsbogen nahm, der Expansion des Dampfes entsprechend, von Stufe zu Stufe zu; infolgedessen mußte sich der Dampf nach jeder Stufe in der Richtung des Umfanges verteilen, wodurch die Austrittsgeschwindigkeit zum größten Teil vernichtet wurde, da der durchströmende Dampf jedesmal eine Richtungsänderung um nahezu 90° erfuhr. Die Dampfführung ist durch Patente geschützt.

In Fig. 9 ist schematisch ein Längenschnitt durch eine 1500 PS Oe.-Großturbine gegeben. Die Welle ruht in zwei Lagern c mit Druckölschmierung; das eine Lager (c) ist wieder als Kammlager ausgebildet, um jede Axialverschiebung zu verhindern. Die Kühlung des Öls erfolgt in einem besonderen Behälter h.

*) Werden niedrigere Umlaufszahlen gewünscht, als sie die Tabelle angibt, so wird, wie bereits oben dargelegt, ein Touren-Reduktionsgetriebe zur Anwendung gebracht, so daß die Turbine ihre normale Tourenzahl beibehalten kann. Das Übersetzungsverhältnis soll dabei jedoch möglichst nicht größer als 1 : 5 gewählt werden.

(Fortsetzung folgt.)

Mitteilungen aus dem Maschinenlaboratorium der Technischen Staatslehranstalten in Chemnitz.*)

Von Dipl.-Ing. **Fritz L. Richter.**

Mit Abbildungen, Fig. 42 bis 44.

Die Lehranstalten für Maschinentechnik benötigen ein Maschinenlaboratorium, um den Unterricht den Forderungen der Gegenwart anzupassen. Die Bedeutung dieser Einrichtung darf nicht gering sein, wenn sie die wesentlich gesteigerten Unterrichtskosten rechtfertigen soll. Sie gründet sich auf die Tatsache, daß

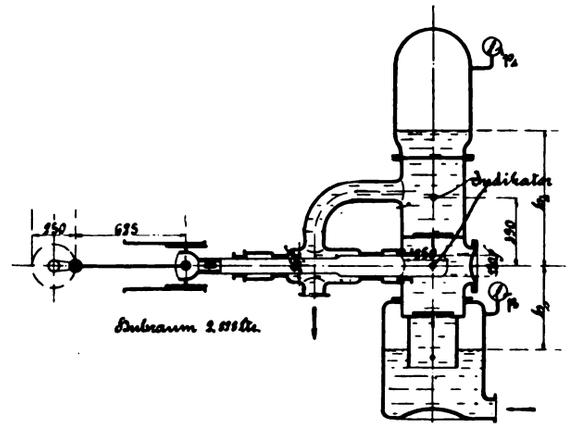


Fig. 42. Z. A.: Mitteilungen aus dem Maschinenlaboratorium der Technischen Staatslehranstalten in Chemnitz.

die Ausbildungszeit heute ein äußerst kostbares Gut geworden ist, das an fruchtbringende Verwertung die höchsten Anforderungen stellt.

Die angehenden Ingenieure und Techniker sollen die Wirkungsweise vieler Maschinen kennen lernen und ein Verständnis für das Wichtigste aus dem unendlichen Gebiet mit ins Leben nehmen. Dem Laboratorium fällt es zu, diese Aufgabe in kurzer Zeit zu erfüllen. Der unbedingte Zwang für den Lernenden, bei der Bearbeitung der Aufgabe sich selbst in das Wesen der Maschine durch eigene Denkkraft hineinzufinden, der Zwang für den Lehrenden, in den an sich erfüllbaren und damit kleinen Aufgaben vielseitig zu sein und das wichtigste herauszugreifen, um für die Lernenden den Bestand des Laboratoriums gewissenhaft zu verwerten, sind nicht zu unterschätzende Begleiterscheinungen. Der Lernende wird ferner erzogen, beim Herantreten an die ihm mehr oder weniger fremde Maschine seine Gedanken ganz auf das zu richten, was die gestellte Aufgabe verlangt und bei weitgehender Gewissenhaftigkeit in dieser Erledigung sich nicht in Einzelheiten zu verlieren, die nicht in Frage kommen. Da für die einzelnen Maschinen nur das Verständnis für das wichtigste herausgeschält werden kann und muß, besteht die Möglichkeit, in kurzer Zeit ein allgemeines Wissen über die Art und Bedeutung vieler Maschinen einzuprägen und ein Verständnis dafür zu schulen, daß jede Maschine überall auf Grund des Zusammenhanges mit den Gesetzen der Physik zu betrachten ist.

Zweitens bietet das Laboratorium eine Schulung in der Ausübung technischer Messungen. Die meisten Maschinenfabriken müssen an ihren Maschinen Versuche anstellen, teils um festzustellen, ob die Maschine in ihrer Wirkung der abgegebenen Gewährleistung entspricht, teils um zu erkunden, welche Gewährleistung eingegangen werden darf, und schließlich, um durch sorgfältig angestellte Ermittelungen die Zuverlässigkeit und Wirtschaftlichkeit beim Betriebe ihrer Erzeugnisse zu heben. Diese technischen Messungen an Maschinen bieten ihre eigenen Schwierigkeiten. Sie liegen nicht in der Anwendung empfindlicher Instrumente und mühsam richtiger Ablesung derselben, sondern in der Fähigkeit, jede einzelne Messung dem jeweilig vorliegenden Bedürfnis und der vorliegenden Meßmöglichkeit anzupassen. Benötigen wir bisweilen eine Meßgenauigkeit von über 1 %, so gibt es auch Fälle, in denen mit einem um 50 % unsichern Ergebnis schon viel gewonnen ist. Wir müssen eine Kenntnis der bestehenden Meßmethoden und der erhältlichen Meßinstrumente

*) Der Aufsatz ist ein Auszug aus den von den Technischen Staatslehranstalten in Chemnitz herausgegebenen „Abhandlungen und Berichten", Heft 1. „Der Unterricht im Maschinenlaboratorium".

besitzen und uns anderseits doch behelfen können mit dem, was wir unter dem Gewünschten zur Verfügung haben. Wir müssen auf einer stets mehr oder weniger unvollkommenen Versuchsgrundlage ermitteln können, was sich ermitteln läßt, und dürfen doch nie den Blick für die Fehlerquellen und ihren Einfluß auf das Ergebnis verlieren und müssen im Bedarfsfalle die Messung auszubauen verstehen. Wir müssen ferner fähig sein, das Versuchsergebnis Dritten verständlich zu Papier zu bringen und zwar so, daß mit möglichst wenig Zeitaufwand das Ganze übersehen werden kann.

Eine dritte Aufgabe des Laboratoriums könnte der Wissenschaftler für die vornehmste und wichtigste halten. Sie besteht in der Erziehung zur selbständigen Anstellung von Versuchen zur Klärung einer mehr oder weniger neuen Aufgabe. Der praktische Ingenieur wird ihre Bedeutung indessen nicht überschätzen. Es sind zu wenige im Leben zu solcher Tätigkeit berufen und sie kommen nie unmittelbar dazu, wenn sie die Lehranstalt verlassen. Diese Berufenen bekommen eine gewisse Übung und Erfahrung auch bei den alten sich wiederholenden Untersuchungen, die den Schülern die bereits bekannten Wirkungsweisen der Maschinen klarlegen, weil sie ganz von selbst die Führung der Gruppen an sich reißen werden.

Die gegenseitige Bedeutung der drei hier unterteilten, in Wirklichkeit stark in einander greifenden Aufgaben liegt nicht allgemein fest. Je höher die wissenschaftliche Bildungsstufe der Lehranstalt ist, je mehr wird der Hauptwert des Laboratoriums sich von der ersten Aufgabe zur letzten verschieben. Ich leite seit einigen Jahren den Unterricht für die dreisemestrige Maschinenbauschule, frühere Werkmeisterschule, in dem neu errichteten Maschinenlaboratorium der Technischen Staatslehranstalten in Chemnitz. Hier muß die erste Aufgabe bei weitem in den Vordergrund treten.

Obgleich der Lehrzweck des Laboratoriums dahin führt, daß es sich zumeist um bekannte Untersuchungen handelt, so bieten deren Ergebnisse vielseitig doch allgemeines Interesse. Teils wird für wichtige Erfahrungswerte ein gutes Zahlenmaterial gesammelt, das dem mittleren Betriebszustand entspricht und deshalb höheren Wert hat, als die meist veröffentlichten Paradezahlen, teils lassen sich wichtige Vorgänge übersichtlich darstellen.

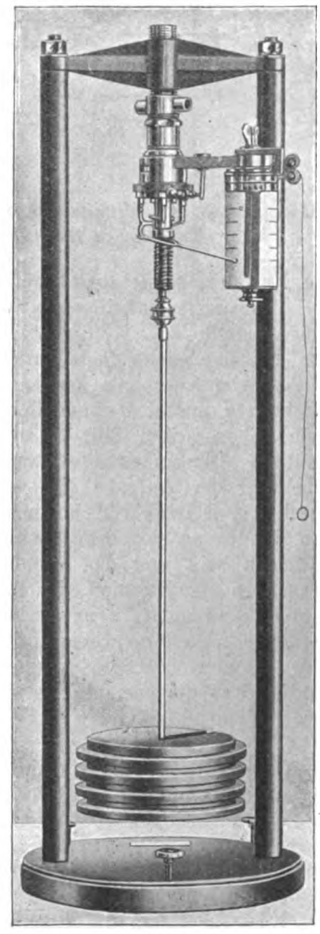


Fig. 43.

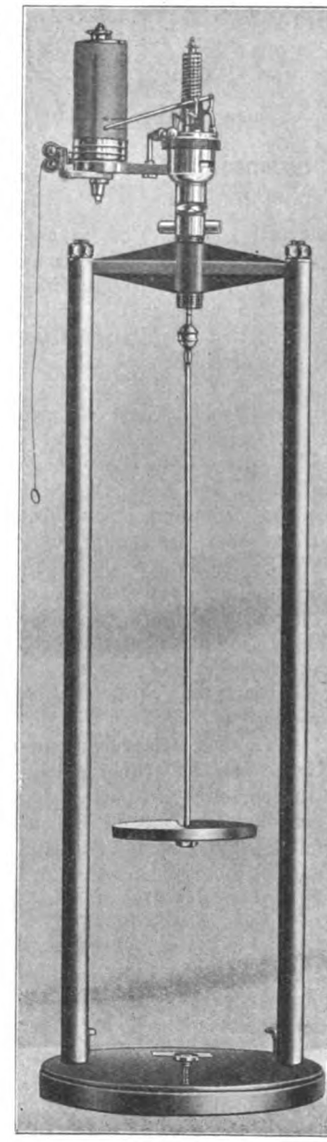


Fig. 44.

Fig. 43 u. 44. Z. A.: Mitteilungen aus dem Maschinenlaboratorium der Technischen Staatslehranstalten in Chemnitz.

Die Indikatoren bieten ein unentbehrliches Hilfsmittel, um die Vorgänge in Kolbenmaschinen aller Art zu verfolgen. Allerdings gehört viel Übung dazu, um mit diesen Instrumenten fehlerfrei zu arbeiten. Es können leider auch nicht alle Indikatorausführungen als einwandfrei bezeichnet werden. Die außen liegende Feder, zu der man jetzt allgemein übergegangen ist, um die Feder den hohen Temperaturen, die vielfach bei der Benutzung vorliegt, zu entziehen, ist leider die Ursache gewesen, daß in anderer Beziehung Fehlerquellen auftauchten.*)

Für sorgfältige Messung erscheint es geboten, die Feder in unmittelbaren Anschluß an die Benutzung zu eichen. Da die Feder heute unter normalen Temperaturen arbeitet, ist man mit vollem Recht zur Eichung mit Gewichtsbelastung übergegangen, Diese bietet den Vorteil, daß die Eichung in kurzer Zeit erledigt ist. Fig. 43 und 44 zeigt eine einfache derartige Vorrichtung für Indikatoren von H. Maihak in Hamburg, die eine kühl liegende Zugfeder besitzen. Die Gewichtseinheiten sind so gewählt, daß sie bei dem vorliegenden Kolbenquerschnitt einer Kolbenbelastung von 1 kg/qcm oder runden Bruchteilen hiervon gleichwertig sind. Durch kleinere besondere Zutaten läßt sich die Vorrichtung auch für Indikatoren anderer Herkunft verwerten. Liegt dabei ein anderer Kolbenquerschnitt vor, so entsprechen die Gewichtseinheiten wiederum einem einheitlichen Spannungsanstieg, nur ist die Einheit unrund in kg/qcm, so daß die beobachtete Schreibstiftbewegung auf 1 kg/qcm umzurechnen ist. Dies erfordert zwar Aufmerksamkeit, bringt aber nur einen geringen Arbeitszuwachs bei Benutzung der Vorrichtung.

Kolbenpumpe.

Außer einer unmittelbar für den Versuch aufgestellten Differentialpumpe, deren Abmessungen die schematische Versuchsskizze Fig. 3 erkennen läßt, steht eine kleine kurbellose Duplexpumpe und eine kleine einfach wirkende Dampfpumpe mit Kurbel zur Verfügung. Die letzteren beiden dienen normalerweise zur Kesselspeisung.

Zur Bestimmung des volumetrischen Wirkungsgrades fördern sämtliche Pumpen aus einem Behälter in einen anderen, die Förderhöhe stellt sich teils selbsttätig ein, teils muß sie durch Drosseln hergestallt werden.

Die Differentialpumpe habe ich absichtlich in Fig. 42 durch eine schematische Zeichnung, aus der alle Messungen ersichtlich sind, wiedergegeben. Eine derartige schematische Zeichnung erläutert die Pumpe für den Bedarf der Untersuchung vollkommen und gibt dabei einen schnellen Überblick. Selbstverständlich ließen sich alle Messungen, die in der Skizze angegeben sind, auch durch Worte erläutern. Solche Erläuterung ist aber unübersichtlich und deshalb für den Leser des Protokolls eine Erschwerung. Daß es durchaus nötig ist, die schematische Skizze in der Sprache des Ingenieurs noch viel mehr in den Vordergrund zu bringen, tritt scharf in Erscheinung, wenn man das an sich wertvolle Taschenbuch „Die Hütte“ auf seine diesbezügliche Mangelhaftigkeit betrachtet. Wir Ingenieure dürfen nie vergessen, daß wir unsere Mitteilungen nicht in schwierigem Gewande, sondern gerade möglichst leicht verständlich von uns geben müssen. Wir dürfen auch nie erwarten, daß die Gesamtheit unserer Mitteilungen unseren Berufsgenossen interessiert, und müssen ihm deshalb die Möglichkeit geben, ohne große Mühe sich das wenige für ihn Bedeutungsvolle herauszusuchen. Denn andernfalls rauben wir unseren Freunden unnötig kostbare Zeit. Bei der Herstellung der Protokolle sind deshalb die Schüler an übersichtliche Darstellung zu gewöhnen, deshalb vor allem auch an die Skizze und Fortfall jedes Textes, der besser durch das Bild ersetzt wird. Weil nicht für Druck bestimmt, kann die Schülerskizze einfach gehalten werde, und doch redet sie sehr deutlich, ob der Verfasser erkannt hat, was er mit der Skizze sagen will, ob er seine Arbeit durchdacht hat oder nicht. (Fortsetzung folgt.)

*) Z. d. V. D. I. 1904, S. 619.

Der prakt. Kraftmaschinenbau und -Betrieb

Branchen-Ausgabe II des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur".

Schriftleitung: Ingenieur F. Wilcke, Leipzig.

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Die 20000 PS Wasser-Turbinen-Anlage des Kraftwerkes Pirahy.

Mit Zeichnungen auf Tafel 25.

Zusammenfassung. Beschrieben ist die Erweiterung einer der größten Kraftzentralen in Brasilien, bestehend in zwei Freistrahlturbinen mit vertikalen Wellen von je 20000 PS.

Noch vor wenigen Jahren galten die Vereinigten Staaten Amerikas als das Land der Überraschungen, neuerdings aber scheint es, als ob Brasilien und Argentinien ihnen in dieser Hinsicht den Rang ablaufen wollten. Auch dort nämlich kann man die Beobachtung machen, daß Städte, die heute nur erst einige Tausend Einwohner haben, in wenigen Jahren auf zehn- ja hunderttausend Einwohner emporschnellen. Ein Beweis dafür ist beispielsweise die Stadt Rio de Janeiro.

Im Jahre 1909 richtete die Firma Escher Wyss & Cie. in Zürich den hydraulisch-maschinellen Teil des Kraftwerkes Pirahy ein und versah ihn mit sechs Maschinensätzen von je 9000 PS. Sowohl die Verwaltung der Straßenbahnen in Rio de Janeiro als auch die Väter der Stadt selbst hielten damals auf lange Zeit hinaus die Angelegenheit für erledigt. Doch schon heute, also nach kaum drei Jahren, mußte das genannte Werk auf eine Erweiterung der Zentrale zukommen, durch die deren Leistungsfähigkeit auf das Doppelte, d. h. rund 100000 PS, gebracht werden sollte.

Naturgemäß hat man bei dieser Erweiterung die neuesten maschinentechnischen Erfahrungen benutzt und statt der 9000 PS-Turbinen des ersten Ausbaues solche von je 20000 PS gewählt. Eine dieser Turbinen ist auf Tafel 27 im Aufriß und Grundriß, sowie in einigen Einzelheiten wiedergegeben.

Wie bei den Maschinen des ersten Ausbaues handelt sich es auch hier um Freistrahl-Turbinen mit vertikaler Achse. Das Laufrad a jeder Turbine besitzt becherförmige Schaufeln und ist an dem unteren Ende der Welle b fliegend angeordnet; es wird von vier an einem spiralförmigen Krümmer c symetrisch verteilten Düsen d bis d_3 beaufschlagt. Die Düsen sind voneinander unabhängig und werden durch ein Hebelsystem vom Servomotor e gesteuert.

Um zu vermeiden, daß bei plötzlicher Entlastung der betr. Maschinengruppen gefährliche Druckstöße auftreten, ist der horizontal liegende Krümmer mit zwei Seitenauslässen versehen; diese werden durch den Druckregler beeinflußt und sind im Übrigen imstande, die ganze Aufschlagwassermenge abzuleiten. Der Abschluß des Wassers im Krümmer erfolgt durch einen mit Druckwasser gesteuerten Schieber h, Fig. 2 und 3.

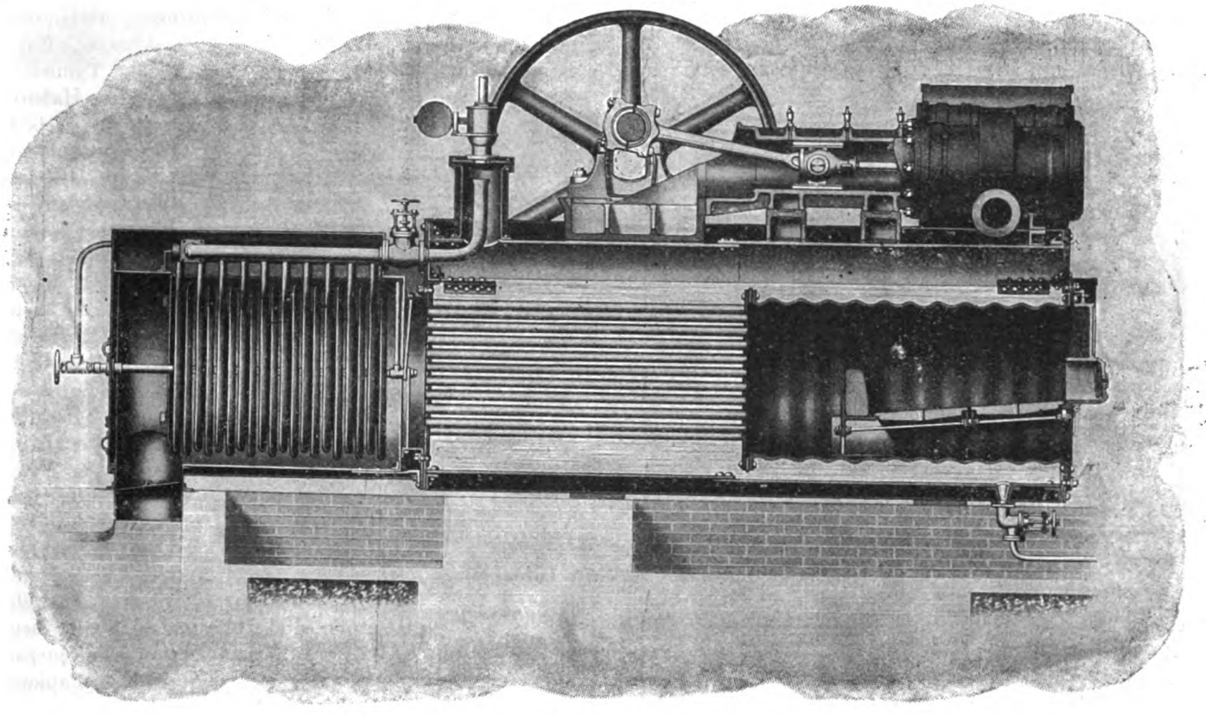


Fig. 45. Z. A.: Die neue Heißdampf-Industrie-Lokomobile. S. 34.

Nach den uns vorliegenden Daten sollen die Turbinen bei 286 m Gefälle, 300 Umläufen in der Minute und einem Verbrauch von 6,2 cbm Aufschlagwasser in der Sekunde je 20000 PS leisten. Demnach würde die der Rio de Janeiro Tramway, Light & Power Co gehörige Zentrale zur Zeit $6 \cdot 9000 + 2 \cdot 20000 = 54000 + 40000 = 94000$ PS abgeben können.

Die Firma E. W. & Co. in Zürich hat selbstverständlich auch die Einrichtungen für das Drucköl geliefert, das für die kombinierte Geschwindigkeits- und Druckregulierung erforderlich ist. Jede dieser Einrichtungen besteht aus zwei dreizylindrigen Hochdruckpumpen Bauart Escher Wyss, von denen eine für gewöhnlich in Reserve steht. Die Pumpen sind für eine Leistung von 360 l in der Minute berechnet und erhalten ihren Antrieb durch Rädervorgelege von besonderen kleinen Wasser-Freistrahl-Turbinen.

Das so gewonnene Drucköl dient zugleich zur Entlastung und Schmierung des zwischen Generator und Turbinenrad eingebauten Drucklagers k, desgleichen auch des unter letzterem vorgesehenen Führungslagers l. Das Drucklager hat das Gesamtgewicht aller umlaufenden Teile mit rund 76 t zu tragen.

Das Wasser wird den Turbinen je durch eine besondere Rohrleitung von 1400 resp. 1300 m Weite zugeführt. In jede der beiden

Leitungen ist ein 150 m langes Standrohr eingebaut, um so eine gewisse Sicherheit gegen die Folgen einer ungewollten Drucksteigerung zu haben.

Die aus den Turbinen gewonnene Kraft überträgt sich, wie hier nur noch kurz erwähnt sei, auf mit den Turbinen starr gekuppelte Generatoren für hochgespannten Drehstrom, die in den Zeichnungen, da es auf sie hier nicht ankam, nur angedeutet sind, lediglich um den Zusammenhang zwischen Wasserturbine und Dynamomaschine zu zeigen.

Die neue Heißdampf-Industrie-Lokomobile

Bauart R. Wolf auf der Internationalen Baufach-Ausstellung in Leipzig.

Mit Abbildungen, Fig 45 bis 50.

Zusammenfassung. Beschrieben sind drei von Wolf zurzeit in Leipzig ausgestellte Dampflokomobilen, von denen besonders die größte, eine Heißdampf-Verbundlokomobile, das ungeteilte Interesse findet. Hauptsächlich wegen der interessanten Kolbenschieber-Steuerung und dem Antrieb der kombinierten Luft- und Speisepumpe durch Riemen mit Spannrolle. Auffallend gering ist bei diesem Maschinentyp der Verbrauch an Dampf, der laut Tabelle bei Kondensationsbetrieb in einem Falle pro PSi-Stunde nur 3,72 kg. betrug! F. W.

Vor nunmehr 12 Jahren trat die Maschinenfabrik R. Wolf in Magdeburg-Buckau mit der Heißdampf-Lokomobile hervor.

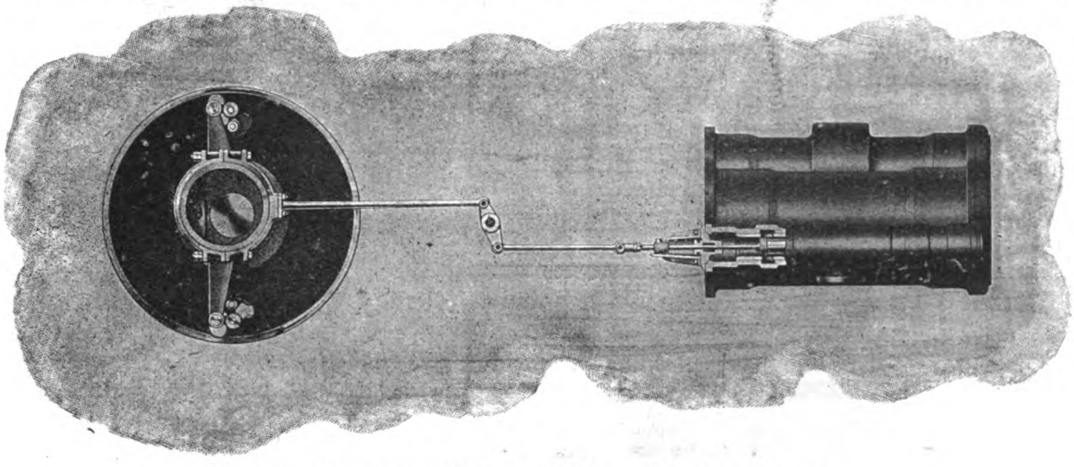


Fig. 46. Z. A.: Die neue Heißdampf-Industrie-Lokomobile.

Schon die ersten Bauarten zeigten in Betriebssicherheit und Wirtschaftlichkeit Ergebnisse, die diese neue Form der Dampfkraft bereits für kleine und mittlere Leistungen in die erste Reihe der bestehenden Kraftanlagen rückten und vor allem in Kohlen- und Dampfverbrauch wirtschaftlicher abschnitten als die größten bisher gebauten Dampfanlagen. Die eingehenden wissenschaftlichen Versuchsberichte erster Sachverständiger, wie Lewicki, Josse, Gutermuth u. a., machten weite Fachkreise auf diese Maschinen aufmerksam. Der Erfolg war der, daß die Wolfsche Heißdampflokomobile für den Lokomobilenbau überhaupt vorbildlich wurde, und daß infolge der wachsenden Verbreitung dieser Maschinen im In- und Auslande der deutsche Lokomobilbau auf dem Weltmarkt sich die Führung eroberte. Stand doch im Jahre 1912 einer Lokomobileinfuhr ins deutsche Zollgebiet von nur 823 t eine Lokomobilausfuhr aus dem deutschen Reich von 19449 t gegenüber.

Die ausgedehnte Verwendung insbesondere der ortsfesten Heißdampflokomobile in allen Industriezweigen läßt leicht erkennen, daß für Leistungen von 10 bis 1000 PS immer mehr die Heißdampflokomobile als die geeignetste Antriebsmaschine angesehen wird. Hieran hat auch das Erscheinen der Verbrennungsmaschinen und der elektrischen Großzentralen wenig ändern können, da die Einfachheit und Betriebssicherheit, die hohe Überlastungsfähigkeit, der wirtschaftliche Verbrauch an billigsten Brennstoffen jeder Art und vor allem die kostenlose Gewinnung des Abdampfes, Frischdampfes und Zwischendampfes die genannte Dampfkraft stets aufs neue in den Vordergrund rückt.

In Leipzig stellt die Maschinenfabrik R. Wolf drei besonders kennzeichnende Modelle ihrer Heißdampflokomobilen aus, die auf den mannigfachen Gebieten des Baufaches und darüber hinaus überall da, wo billige maschinelle Betriebskraft benötigt wird, Verwendung finden.

Allen drei Lokomobilen gemeinsam sind die Merkmale der Wolf'schen Bauart: der leicht ausziehbare, bequem und gründlich zu reinigende Röhrenkessel, der nur wenig Platz, kleine Fundamente und keine schwere Einmauerung beansprucht und hohe Lebensdauer besitzt, und die Steuerung der Maschine, der entlastete Kolbenschieber mit schmalen federnden Dichtungsringen und Achsenregler, wie er von R. Wolf ausnahmslos bei seinen Heißdampflokomobilen seit 12 Jahren erwendet wird. Dieses für Heißdampflokomobilen einfachste, genaueste und wirtschaftlichste Steuerungssystem ist nach dem Vorgange von R. Wolf nicht nur im Heißdampflokomobilbau vorherrschend geworden, sondern hat auch auf anderen Gebieten des modernen Heißdampfmaschinenbaus vorbildlich gewirkt, vor allem auf demjenigen der Heißdampflokomotive*). —.

Die in Leipzig ausgestellte kleine fahrbare Heißdampflokomobile (Fig. 47) ist für eine Leistung von 13 bis 22 PS gebaut. Dieses Modell, das in Leistungen von 13 bis 105 PS ausgeführt wird, findet als Dreschlokomobile und zu allen anderen Zwecken Verwendung, für die eine wirtschaftliche, ortsbewegliche Kraftmaschine benötigt wird: bei Ausschachtungs-, Entwässerungs-, Baggerarbeiten, beim Brücken-, Straßen-, Tunnel-, Bahnhofs-, Häuser-, Hafenbau, für bewegliche elektrische und Druckluftanlagen usw.

Fig. 48 zeigt als Beispiel aus dem Baufach eine derartige Lokomobile auf dem Cölner Bahnhof zum Antrieb zweier Asphaltkocher, die den Belag der Bahnsteige herstellen.

Die zweite Ausstellungslokomobile ist eine ortsfeste Einzylinder-Auspufflokomobile für 45 bis 70 PS. Vor allem unter Ausnutzung des kostenlos gewonnenen Abdampfes ist diese Bauart von 14 bis 180 PS eine besonders bewährte Antriebskraft für kleine und mittelgroße Industrieanlagen, wie Ziegeleien und andere keramische Betriebe, Sägewerke (unter Verfeuerung der sonst wertlosen Holzabfälle), in der Textil-, Leder-, Papierindustrie, in Molkereien, Gutszentralen, in Schöpfwerken usw.

Die Hauptaufmerksamkeit auf dem Wolfschen Ausstellungsstand zieht naturgemäß die große neue Heißdampf-Verbundlokomobile (Normalleistung 290, Dauerleistung 350, vorübergehende Höchstleistung 400 PS) auf sich.

Diese neue Industrie-Großlokomobile, die Wolf seit ¾ Jahren baut, und die in Größen von 100 bis 850 PS bereits geliefert und in Auftrag genommen werden konnte, wird zum erstenmal auf einer internationalen Ausstellung der Fachwelt vorgeführt.

Die Abbildungen (Fig. 45, 46, 49 u. 50) zeigen den Längsschnitt und einige kennzeichnende Einzelheiten dieser neuartigen Maschine. Der ausziehbare Röhrenkessel ist beibehalten, ebenso die Lage des Überhitzers in der Rauchkammer vor den hinteren Öffnungen der Heizrohre. Der Überhitzer selbst ist durchweg autogen geschweißt; seine einzelnen Rohrspiralen, in denen der Dampf im Gegenstrom zu dem Zug der Rauchgase geführt ist, münden in ebenfalls geschweißte, röhrenförmige Kammern.

Das Hauptmerkmal der auf dem Kessel sitzenden Verbundmaschine ist die neue patentlich geschützte Kolbenschiebersteuerung mit Achsenregler, die eine beachtenswerte Weiterentwicklung dieser Steuerung bildet.

---

*) Siehe u. a. Glasers Annalen 1912, Bd. I, S. 229 ff.

Auch hier hat jeder Zylinder als steuerndes Organ nur je einen Kolbenschieber einfacher Bauart. Beide Schieber bewirken die Dampfverteilung in neuartiger Weise. Grundsätzlich verläuft die Dampfströmung in einer Richtung (Fig. 46 u. 49), indem die Dampf-Ein- und Auslaßkanäle derart voneinander getrennt sind (vgl. Fig. 49), daß die Einlaßkanäle nur vom heißeren, die Auslaßkanäle nur vom abgekühlten Dampf durchstrichen werden, wodurch wesentliche Wärmeersparnisse gegenüber den Maschinen mit

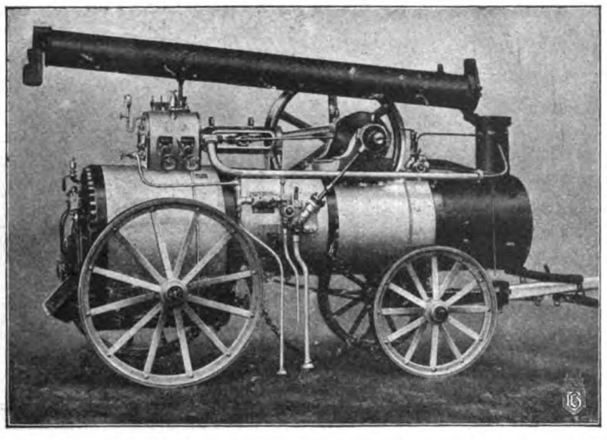


Fig. 47. Z. A.: Die neue Heißdampf-Industrie-Lokomobile.

gemeinsamen Ein- und Austrittskanälen erzielt werden. Der den Dampfauslaß aus dem Hochdruckzylinder steuernde mittlere Kolbenschieber steuert gleichzeitig den Einlaß in den Niederdruckzylinder, während der Auslaß aus diesem durch Schlitze in der Mitte des Kolbenlaufs erfolgt. Ein kleiner Teil des Auspuffdampfes kann nötigenfalls den Niederdruckzylinder durch einen Hilfsauslaß verlassen, der ebenfalls vom mittleren Schieber betätigt wird.

Bei beiden Zylindern sind die schädlichen Räume auf ein Mindestmaß dadurch beschränkt, daß die Schiebergehäuse dicht an die Zylinder herangerückt worden sind.

Beide Kolbenschieber haben doppelte Eröffnung, deren Vorteile die folgenden sind: Große Eröffnungsquerschnitte für die Dampfeintritte, also Verminderung der Drosselverluste im Schiebergehäuse und in den Eintrittskanälen, kleine Abmessungen und Gewichte der Steuerorgane und kleiner Hub, rascheste Eröffnungs- und Schlußwirkung infolge gleichzeitigen Freiwerdens bzw. Abschlusses mehrerer Querschnitte. Ein schlagartiges Abschließen des Steuerorgans wie beim Ventil ist beim Kolbenschieber bekanntlich ausgeschlossen. Auch in dieser Form bewährt der Kolbenschieber bei verbesserter Dampfökomonie seine betriebstechnischen Vorzüge: Fortfall aller vielteiligen Zwischenglieder, zwangläufiger Steuerungsantrieb und einfachste Wartung.

Im übrigen Aufbau dieser Lokomobilen kommt ebenfalls das Streben zur Geltung, mit neuzeitlichen, einfachsten Mitteln höchste Betriebssicherheit und Wirtschaftlichkeit bei ansprechender Formgebung zu verwirklichen.

In der normalen Ausführung ist die Maschine mit Einspritzkondensation versehen. Um die Vorteile der Kondensation möglichst weitgehend ausnutzen zu können, ist bei der Konstruktion der Luftpumpe ein besonderer Wert auf die Erreichung einer hohen Luftleere gelegt.

Eine wichtige Neuerung ist der Antrieb der kombinierten Luft- und Speisepumpe durch Riemen mit Spannrolle. Das bei Einheiten der in Frage kommenden Größe schwere, wuchtige Luftpumpenexzenter mit Stange fällt somit fort, ebenso der sonst vielfach angewendete Kurbelantrieb der Luftpumpe vom Kurbelwellenende aus, der bei Maschinen dieser Größe zum Auftreten von Stoßkräften in unzulässiger Größe führt.

Die erste mit Lokomobilen der neuen Wolfschen Bauart ausgerüstete Anlage ist das der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft gehörende Elektrizitätswerk in Fulda. Fig. 50 zeigt die bis jetzt aufgestellten beiden 350 bis 480 pferdigen, mit den Dynamomaschinen direkt gekuppelten Lokomobilen. In allernächster Zeit wird an derselben Stelle ein drittes 500 bis 680-pferdiges Aggregat der gleichen Ausführung zur Aufstellung gelangen, ebenfalls unter direkter Kuppelung mit dem Generator, einer Anordnung, die bei den meisten in neuerer Zeit für elektrische Energieerzeugung aufgestellten Wolfschen Großlokomobilen vorherrscht und sich gerade auch für Drehstrombetrieb bewährt hat.

Die amtliche Abnahmeprüfung auf dem Prüffelde der erbauenden Firma und die Prüfung im Elektrizitätswerk Fulda nach einem sechsmonatlichen Betriebe zeigten folgende günstigen Ergebnisse:

Tabelle I.

	Festgestellte Nutzleistung PS_e	Dampfverbrauch f.d. PS_e-Std.	Kohlenverbrauch f. d. PS_e-Std.
Garantie	—	4,4 kg	0,56 kg
Beim amtlichen Versuch auf d. Prüffeld	407,9	4,14 „	0,5 „
Bei der Prüfung nach 6monatl. Betriebe	408	4,08 „	0,496 „

Wir lassen noch die Ergebnisse einiger amtlichen Abnahmeversuche folgen, die an anderen, in der Größe verschiedenen Maschinen derselben neuen Bauart erzielt wurden und als sehr günstig zu bezeichnen sind.

Tabelle II.

Heißdampf-Verbund-Lokomobilen mit Kondensation.

Dampfspannung	at. abs.	16	16	16	16	16
Dampftemperatur	°C	331	347	357	349	357
Luftleere im Kondensator .	v. H.	92	90,6	89	93,8	92,6
Nutzleistung	PS_e	272,6	302	391	508,5	618,8
Indiz. Leistung	PS_i	292,4	321	414	545,5	637
Mechanischer Wirkungsgrad .	v. H.	93,2	95,2	95,7	93,3	95,5
Dampfverbrauch pro PS_e/st.	kg	4,19	3,98	4,14	3,98	3,99
Dampfverbrauch pro PS_i/st.	kg	3,91	3,78	3,96	3,72	3,81
Kohlenverbrauch pro PS_e/st.	kg	0,498	0,436	0,448	0,482	0,482
Wärmeverbrauch der Maschine pro PS_i/st. in WE bezogen auf 0° Speisewassertemperatur		2910	2820	2970	2800	2890

Über die Fundierung von Explosionsmaschinen.

Von **W. Heym** in **Groß-Lichterfelde**-Ost.

(Fortsetzung aus Heft 8.)

Die Anzahl, Länge und Stärke der Fundamentalbolzen hängt in der Hauptsache von der Ausführung der Maschinengrundplatte

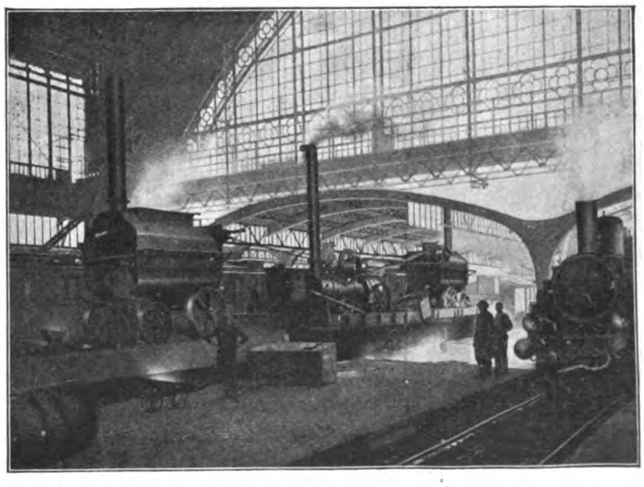


Fig. 48. Z. A.: Die neue Heißdampf-Industrie-Lokomobile.

und von der Leistung der aufzustellenden Maschine ab. Weniger als vier Bolzen kommen in keinem Fall in Frage. Die Bolzen müssen so nahe wie möglich zu denjenigen Stellen der Grundplatte, die großen Krafteinwirkungen ausgesetzt sind, stehen, d. h. also nahe zu den Kraftzylindern und den Hauptlagern. Bei stehenden Maschinen lassen sich die Bolzen leicht symmetrisch zu der Zylindermittellinie anordnen, da der Einfluß der Explosionskraft hier nur einfach vertikal gerichtet ist. Bei liegenden Ma-

schinen werden die Bolzen in der Regel jedem Hauptlager direkt gegenüber und an jeder Seite der Zylinder vorgesehen. Mitunter werden auch ein bis zwei Anker in der Mittelachse der Grundplatte angeordnet.

Der Durchmesser der Bolzen wird meistens auf Grund praktischer Erfahrung gewählt. Für Maschinen mit Bohrungen bis zu 125 mm werden Bolzen von 16 bis 20 mm benutzt, bei Bohrungen von 175 bis 200 mm solche von 23 mm und bei Bohrungen von 225 bis 250 mm wird ein Bolzendurchmesser von 30 mm der richtige sein. Für noch größere Maschinen sind die Bolzendurchmesser entsprechend der Formel festzusetzen: $d = 1 + \frac{D}{40}$, in welcher d der Bolzendurchmesser, D die Bohrung des Zylinders, beide Maße in Millimeter, ist. Die Länge der Bolzen, also der in das Fundament einzulassende Teil, soll $l = 4D$ oder $5D$ sein.

Die Bolzenköpfe, in der Regel quadratisch oder rechteckig, sollen etwa die doppelte Fläche des Schaftes haben; ihre Höhe kann dem Durchmesser gleich sein. Es ist darauf zu achten, daß die Bolzenköpfe symmetrisch hergestellt werden, um sonst unvermeidliche Zugbelastungen zu verhüten. Infolgedessen sind Bolzen mit einem einseitigen Bund nicht empfehlenswert. Ein solcher Bund hindert die Drehfähigkeit des Bolzens und bringt den Bolzen beim Anziehen der Mutter zum Ausweichen, so daß bei der schmalen Zementoberfläche ein Bersten des Fundamentes und ein teilweises Ausweichen des Bolzens zu befürchten sein würde.

Kurze Anker sind unwirtschaftlich, da sie das Gewicht des Fundamentes nicht völlig auszunützen vermögen. Der unterhalb der Gegenplatte liegende Teil des Zementes übt auf den oberen Teil des Fundamentblockes beträchtliche Druckspannungen aus. Jeder Anker sollte daher mit einer breiten Gegenplatte versehen werden. Die Fläche dieser Platte bewirkt eine Verteilung des Druckes auf das Fundament. Da Zement einem Druck von etwa 8 kg pro qcm zu widerstehen vermag, sollte die Oberfläche etwa 65 mal größer als die Bolzenfläche sein.

Sowohl der Bolzen wie die Gegenplatte dürfen keine Drehbewegungen erleiden können. Da der quadratische oder rechteckige Kopf des Bolzens von der Gegenplatte festgehalten werden würde, muß diese mit Versteifungsrippen, die sich in dem Zement fest einbetten, versehen werden. Bolzen mit einem Ring an ihrem oberen Ende können in kleineren Fundamenten Verwendung finden. Eine durch die Ringe zweier benachbarter Bolzen geführte Eisenschiene würde dem Eintreten von Verdrehungen entgegenstehen. Noch besser ist ein Stück Gasrohr, welches eine größere Fläche bietet und den Zement nicht so leicht einschneidet, wenn die Muttern auf den Bolzen angezogen werden.

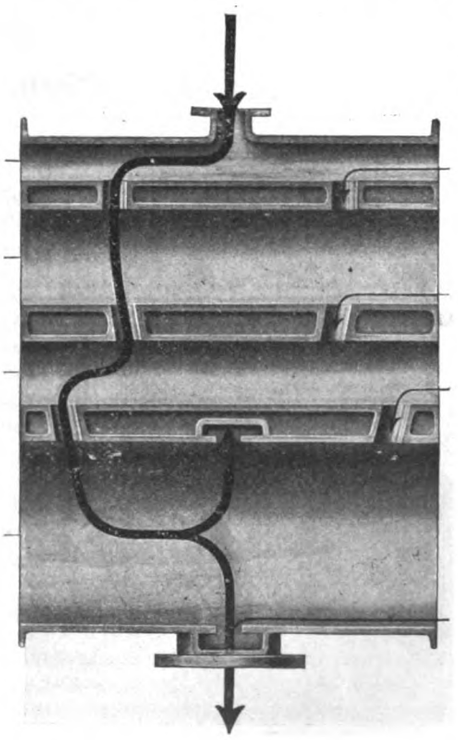


Fig. 49. Z. A.: Die neue Heißdampf-Industrie-Lokomobile.

Die Ausführung eines Fundamentblockes bereitet im allgemeinen keine besonderen Schwierigkeiten. Die obere Fläche wird entsprechend der Grundplattenunterseite ausgeführt. Wenn diese obere Fläche auch nicht allen Unregelmäßigkeiten der gegossenen Grundplatte folgen kann, so wird sie doch eine ausreichend gleichmäßige Auflagefläche erhalten. Bei Mauerwerkfundamenten sollte wenigstens eine ganze Steinbreite außerhalb der Bolzenlöcher rund herum vorgesehen werden, während bei Zementfundamenten die Mitte der Bolzenlöcher von den Kanten des Fundamentblockes wenigstens 150 mm entfernt angeordnet werden sollte.

Die Höhe des Fundamentblockes über dem Boden des Maschinenraumes richtet sich nach der Bauart der Maschine und nach sonstigen praktischen Erwägungen. Sie sollte so gering als möglich

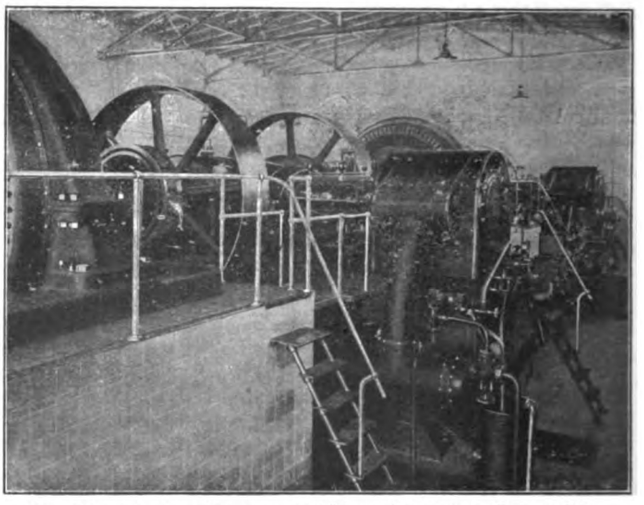


Fig. 50. Z. A.: Die neue Heißdampf-Industrie-Lokomobile.

gehalten werden. Bei kleinen, von Hand anzulassenden Maschinen sind Höhen zwischen 750 und 1000 mm für die Lage der Kurbelwellenmitte über dem Boden des Maschinenraumes normal. Die Unterkante des Fundamentes soll unterhalb der Frostlinie, etwa 1000 mm in den Boden des Maschinenraumes eingelassen sein. Hierbei ist jedoch zu beachten, daß diese Unterkante wenigstens 600 mm über dem Grundwasserspiegel bleiben muß. Sollten diese Bedingungen nicht ohne weiteres einzuhalten sein, so läßt sich der Wasserspiegel auf genügende Tiefe senken, wozu entweder eine Drainierung oder die Anlage eines Brunnens, dem ständig Wasser abgezogen wird, zu empfehlen sein würde. Auch ein wasserdichtes Becken aus Eisenblech, Mauerwerk oder Beton läßt sich in der durchwässerten Erde anbringen. Auf diesem würde dann das Fundament in der üblichen Weise zu errichten sein. Die Verbindungen zwischen den Seitenwänden und dem Boden eines solchen Beckens müßten natürlich ebenfalls wasserdicht sein.

Frost vermag ein gut ausgeführtes Fundament nicht zu beschädigen, sofern er nicht in Verbindung mit eindringendem Wasser auftritt. Das Wasser setzt sich in die Poren des Mauerwerkes. Gelangt es nun zum Gefrieren, so expandiert es und preßt gegen die Wände. Im Laufe der Zeit zerbröckelt so das Material und große freie Stellen bilden sich. In diesen setzt sich dann wieder Wasser fest und der nächstfolgende Frost vergrößert die Zerstörungsarbeit. Bei öfterer Wiederholung dieses Vorganges zerfällt das Fundament schließlich ganz.

Das Fundament darf kein arbeitender Teil der Maschine sein, sondern es soll infolge seiner trägen Masse und seines Gewichtes unbeweglich bleiben. Das Gewicht des Fundamentes wird nach den Abmessungen der Maschine berechnet. Das Gesamtgewicht der letzteren, die Gewichte ihrer arbeitenden Teile, der aus dem Indikator ersichtliche Arbeitsdruck und die Anzahl der Umdrehungen, welche pro Minute in Frage kommen, sind zu berücktigen. Ehe diese Punkte nicht geklärt sind, kann mit der Festlegung des Fundamentgewichtes nicht begonnen werden.

Für die Praxis reichen in der Regel einige auf Erfahrung aufgebaute Formeln aus. Bei diesen Formeln wird nur der Maschinentyp und seine Leistung in PS_e in Betracht gezogen, so daß also keine weiteren Schwierigkeiten nach dieser Richtung hin zu befürchten sind. Um diese Feststellungen noch weiter zu vereinfachen, ergeben diese Formeln nicht das Gewicht, sondern den räumlichen Inhalt der Fundamente, welcher auf einem Durchschnittsgewicht von 1,5 kg pro cbm*) Mauerwerk ermittelt wird. Die so erhaltenen Abmessungen besitzen genügenden Spielraum,

*) Man rechnet das Gewicht von 1 cbm Mauerwerk heute allgemein = 1600 kg. D. Red.

so daß die geringen Abweichungen in den spezifischen Gewichten der verschiedenen Baumaterialien vernachlässigt werden dürfen.

Wenn V das Volumen des Fundamentes in cbm und L die Leistung der Maschine in PS bezeichnet, so gilt für eine horizontale einfachwirkende Viertaktmaschine $V = 14$ L, für eine vertikale
„ „ „ $V = 7$ L, „ „ horizontale
doppeltwirkende „ $V = 11$ L, „ „ vertikale
„ „ $V = 5{,}5$ L.

Bei Zweitaktmaschinen werden etwa um 60 % größere Leistungen bei gleicher Zylinderleistung erzielt, da der Zylinderdurchmesser kleiner ist, die beweglichen Massen geringeres Gewicht besitzen, der Arbeitsdruck geringer und daher schneller verteilt ist. Infolgedessen wird für eine gleiche Leistung in PS_e ein kleineres Fundament ausreichend sein. Bei einer horizontalen einfachwirkenden Zweitaktmaschine gilt die Gleichung $V = 8$ L, bei einer vertikalen einfachwirkenden Zweitaktmaschine $V = 4$ L, bei einer horizontalen doppeltwirkenden Zweitaktmaschine $V = 6$ L und bei einer vertikalen doppeltwirkenden Zweitaktmaschine $V = 3$ L.

Die mit diesen Formeln erhaltenen Werte sind natürlich nur für Maschinen normaler Bauart verwendbar, bei denen mit einem 210 kg überschreitenden Explosionsdruck und einer 230 m pro Minute überschreitenden minutlichen Kolbengeschwindigkeit nicht gerechnet zu werden braucht. Für Spezialkonstruktionen von Maschinen dieser Größenverhältnisse müssen entsprechende Modifikationen getroffen werden. Hochdruckmotoren, wie diejenigen Dieselschen Typs, erfordern bedeutend schwerere Fundamente.

Außerdem kommt nach diesen Formeln für die vertikale Maschine nur die Hälfte des bei horizontalen Maschinen gleichen Charakters benötigten Materiales in Frage. Diese wertvolle Eigenschaft der vertikalen Maschine findet ihre Begründung in der Arbeitsweise dieser Maschinenart. Wie bereits erwähnt, müssen die Fundamente den bewegenden Kräften der arbeitenden Maschinenteile, also den beschleunigenden und verzögernden Kräften dieser Teile, erfolgreich zu widerstehen vermögen. Diese Kräfte treten in der Richtung des Kolbenganges auf, so daß sie bei der vertikalen Maschine in wechselnder Folge entweder die ganze Maschine vom Grunde abzuheben oder in denselben hineinzupressen bestrebt sind. Solange die vereinigten Gewichte der Maschine und des Fundamentes diese Hebungen und Senkungen anstrebenden Kräfte auszugleichen bestrebt sind, wird das ganze System stationär sein.

Ungünstiger liegen die Verhältnisse bei Maschinen horizontaler Bauart. Nimmt man an, zwei zu vergleichende Maschinen hätten genau die gleichen Abmessungen und Umdrehungen pro Minute. Dann werden die freien Kräfte ebenfalls gleich sein und auch in der Richtung des Kolbenganges auftreten. Diese Richtung ist nun aber eine horizontale Linie, welche beträchtlich über dem Fußboden des Maschinenraumes liegt, während ihre vertikale Entfernung ein sehr ungünstiges Moment wird. Das aus der horizontalen Kraft mit ihrem Abstand von der Bodenfläche zusammengesetzte Moment beeinträchtigt das Fundierungssystem abwechselnd an der Stirnseite und an den Ecken des Fundamentblockes. Je geringer nun die vertikale Entfernung bemessen ist, desto geringer wird auch die auftretende beeinträchtigende Kraft werden.

Um diesen Einfluß zu beseitigen, muß das Moment aus den vereinigten Maschinen- und Fundamentgewichten in bezug auf die Inanspruchnahme der Kanten des Fundamentblockes wenigstens dem beeinträchtigenden Moment gleich sein. Das Gesamtgewicht kann als in einem gemeinsamen Schwerpunkt vereinigt angenommen werden. Die Entfernung zwischen diesem Punkt und den beanspruchten Fundamenten, zwischen den Vertikalen gemessen, ist die in Ansatz zu bringende Hebekraft. Je größer die Entfernung ist oder je länger die Grundfläche des Fundamentes gehalten wird, desto besser wird das Gewicht ausgenutzt sein.

Während bei der vertikalen Maschine die Kräfte direkt in der Linie ihrer Entstehung wirken und auf den Boden des Maschinenhauses gleichmäßig durch die Sohle des Fundamentes übertragen werden, streuen die horizontalen Maschinen diese Kräfte in einer parallelen Linie zu der tragenden Fläche aus; daher müssen dieselben indirekt ausgeglichen werden. Der Boden wird in der Regel an den belasteten Kanten des Fundamentes am stärksten beansprucht sein, während nach der Mitte der Bodenfläche zu der Druck kleiner und kleiner werden wird. Diese Erscheinung ist sehr ungünstig und auf geringe Stabilität und unzureichende Anordnung vieler Fundamente zurückzuführen.

Eine solche Erscheinung ist am Ende der Maschinenzylinder, an welchen Stellen nach jeder Explosion eine bestimmte Erschütterung auftritt, festzustellen. Häufig wird dieser Fehler einer nicht genügend starren Maschinenkonstruktion zugeschrieben. Die beständige Bewegung verursacht eine Zerrüttung des Bodens und resultiert in einem stufenweisen Verdrängen desselben. Ein solcher Fehler nimmt natürlich im Laufe der Zeit an Umfang zu.

In Anbetracht dieser Gefahren ist für eine horizontale Maschine das doppelte Fundamentgewicht erforderlich. Außerdem muß das Gewicht sorgfältig auf Grund der vorstehend erwähnten Regeln ausgeglichen werden, damit seine vorteilhaften Eigenschaften in vollem Umfange nutzbringend zur Verwertung gelangen können.

Der Schwerpunkt eines Fundamentblockes soll so niedrig als möglich gelegen sein. Das erforderliche Materialvolumen soll nicht durch eine Vergrößerung der Höhe des Blockes, sondern lieber durch eine solche der Breiten- und Längenabmessungen erhalten werden. Kein Teil der Maschine soll unter die Grundfläche des Blockes reichen; im Gegenteil soll vielmehr dessen Außenfläche die ganze Maschine und noch einen entsprechend großen freien Spielraum einschließen. Besonders ist diese Anforderung für das Schwungrad von Wichtigkeit.

Nur bei einer weiten Bodenfläche und einem niedrigen Zentrum des Schwergewichtes läßt sich die gewünschte Stabilität erreichen. Die Größe der Bodenfläche hängt von dem Gesamtgewicht des Fundamentes und der Maschine sowie von der Beschaffenheit Untergrundes ab. Die Belastung des Untergrundes soll folgende Grenzwerte nicht überschreiten: 0,7 kg pro qcm bei weichem Feuerstein oder feinem nassen Sand; 1,5 kg bei Lehm oder trockenem feuersteinhaltigen Sand; 4 kg bei gewöhnlichem Naturboden; 2,5 bis 3 kg bei hartem Feuerstein oder trockenem Sand; 3,5 bis 4 kg bei trockenem harten Sand oder Kies und 3 bis 3,75 kg bei hartem Hohlziegelgrund.

Es muß also eine sorgfältige Prüfung des Untergrundes erfolgen, um die genauen Abmessungen für ein Fundament in zweckentsprechendster Form ermitteln zu können. Festes Gestein und natürliche steinige Erde sind ein sicherer Baugrund; desgleichen trockener Sand oder Kies, trockener Lehm und Feuerstein, sofern sie in Schichten von etwa 5 m Stärke vorhanden sind. Dünne Lehm- oder Sandschichten, Schwemmsand, Fruchtboden und dergleichen müssen als unsicherer Grund bezeichnet werden.

Ist ein von Natur aus ungünstiger Platz für die Anlage eines Fundamentes unbedingt nicht zu umgehen, dann muß eine künstliche Festigung erfolgen. Im Prinzip geschieht diese durch Anordnung einer starren Verbindung zwischen der festen Substanz des Untergrundes und der Sohle des Fundamentes. Diese Verbindung wird dadurch erhalten, daß man Pfähle durch die weichen Schichten des Baugrundes treibt, die so tief eindringen müssen, bis sie einen Halt in dem harten Grundboden gefunden haben.

(Schluß folgt.)

Die Oerlikon-Dampfturbinen.

Mit Zeichnungen auf Tafel 21, und Abbildung, Fig. 51.

(Fortsetzung aus Heft 10.)

Je nach der Umdrehungszahl benutzt man Stopfbüchsen mit Labyrinth-Dichtung oder Graphitringen. Die Welle ist derart bemessen, daß ihre kritische Tourenzahl bedeutend über der normalen liegt. Die Leiträder e, g sind zweiteilig und aus Schmiedeeisen oder Grauguß hergestellt; sie werden in Gruppen mit konstanter Beaufschlagungsbogenlänge dampfdicht in die Bohrung des in der Horizontalebene geteilten Zylinders eingesetzt. Ihre Schaufeln sind am Radumfang eingegossen (vgl. Fig. 4, Taf. 21) oder in Kasten eingesetzt und bestehen aus fünfprozentigem Nickelstahl. Der Spielraum zwischen Leitrad e, g und Laufrad a, f beträgt in axialer Richtung mindestens 3 mm.

Für die Herstellung der als Scheiben gleicher Festigkeit ausgeführten Laufräder (Fig. 4) wird Siemens-Martinstahl verwendet und der Berechnung eine siebenfache Sicherheit zugrunde gelegt. Am äußeren Umfang des Laufrades ist eine unterschnittene Nut eingedreht, in welche die aus fünfprozentigem Nickelstahl gefertigten Schaufeln und die Zwischenstücke einzeln eingesetzt werden. Sämtliche Schlußstücke, sowie ein Teil der Zwischenstücke sind mit den Laufradstegen nach einem patentierten Verfahren axial vernietet. Der Kranz zur Aufnahme der Schaufeln und das Laufrad selbst bestehen somit aus einem Stück.

Die Regulierung (vgl. die früheren Abhandlungen über die Oerlikon-Turbinen in dieser Zeitschrift) geschieht bei der Großturbine indirekt, d. h. zwischen dem Regulator und dem Re-

gulierschieber ist ein Öldruck-Servomotor eingeschaltet. Der Regulator betätigt einen kleinen Steuerkolbenschieber, welcher einem Hilfskolben Drucköl zuführt. Hierdurch wird der Regulierschieber geöffnet oder geschlossen und so der Dampfzutritt selbsttätig geregelt. Das Hauptventil wird durch Drucköl offen gehalten, das unter einen federbelasteten Kolben tritt, wobei die Feder das Bestreben hat, den Kolben nach unten zu drücken und das Einlaßventil zu schließen. Sollte also der Öldruck einmal sinken, so daß die Lager ohne Schmierung sein würden, so wird das Hauptventil selbsttätig durch die Feder geschlossen und dadurch die Turbine abgestellt.

Für Turbinen bis zu 5000 PS kommen Lederkupplungen, für solche größerer Leistung Klauenkupplungen zur Verwendung.

Über die mit Oerlikon-Großturbinen erzielten Wirkungsgrade orientiert die nachstehende Tabelle III; sie enthält die Versuchsdaten eines für die Société Lyonnaise des Forces Motrices du Rhône in Lyon gelieferten Oerlikon-Drehstrom-Turbogenerators.

Tabelle III.

Datum:	10. April 1911	11. April 1911	11. April 1911
Dauer des Versuchs in Minuten.	120	120	40
Belastung in KW	1594,9	3165,6	3574,9
Dampfdruck vor der Turbine in at.	14,1	14,0	13,8
Temperatur vor der Turbine in C°	351,7	350,3	349,5
Dampfdruck vor der zweiten Düsengruppe in at.	3,8	11,9	12,3
Temperatur des Abdampfes im Niederdruckgehäuse unten, in C°	19,5	26,4	29,5
Vakuum am Kondensator in % .	97,8	97,5	97,1
Dampfverbrauch pro KW/Std. in kg	5,6	5,28	5,54
„ „ PS/Std. „	3,69	3,61	3,82

Die Tabelle IV enthält die Hauptdaten der normalen Typen der Großturbine für 3000 und 1500 Touren sowie Angaben über das zugrunde gelegte Wärmegefälle und den annähernden Dampfverbrauch.

Tabelle IV.

a) Oe.-Großturbinen für 3000 Touren i. d. Minute.

Kondensationstypen.

Wärmegefälle = 220 WE z. B. P = 14 kg/cm² (Überdruck), P = 9 kg/cm² „
t = 265° C, p = 0,035 kg/cm² abs.,
t = 300° C, p = 0,03 kg/cm² abs.

Dampfverbrauch bei 220 WE ca. 6,6 bis 5,8 pro KW/Std.

Typ Nr.	30040	30060	30085	30110	30135	30165
Leistung KW	750	1000	1500	2000	2500	3000

b) Oe.-Großturbinen für 1500 Touren i. d. Minute.

Kondensationstypen.

Wärmegefälle = 220 WE z. B. P = 10,5 kg/cm² (Überdruck), P = 15 kg/cm² „
t = 320° C, p = 0,042 kg/cm² abs,
t = 280° C, p = 0,045 kg/cm² abs.

Dampfverbrauch bei 220 WE ca. 5,8 kg pro KW/Std.

Typ Nr.	15120	15196	15225	15340
Leistung KW	3000	4500	6000	10000

IV. Spezialausführungen.

(Fig. 3 u. 8, Taf. 21, u. Abb., Fig. 51.)

Infolge der Dampfführung im Hochdruckteil eignet sich die Oe.-Großturbine besonders für Anlagen, bei denen der Abdampf zu Heiz- oder Kochzwecken verwendet wird. In diesem Falle wird die Turbine als reine Gegendruckturbine ausgebildet und erhält nur soviel Stufen, als erforderlich sind, um das Wärmegefälle zwischen dem Frischdampf- und dem Heizdampfdruck ökonomisch zu verarbeiten.

Ist die von der Turbine zu erzeugende Leistung zeitweise größer, als der für Heiz- oder Kochzwecke benötigten Abdampfmenge entspricht, so benutzt man Turbinen mit Zwischendampfentnahme, wie eine solche in Fig. 3, Taf. 21 im Schnitt dargestellt ist.

Bei dieser Turbine wird die für solche Nebenzwecke benötigte Dampfmenge in einer Zwischenstufe e durch eine Anzapfleitung i entnommen. Eine Scheidewand (e) trennt die Turbine in zwei durch ein Überströmventil in Verbindung stehende Teile. Der Dampf gelangt durch die Hauptregulierung h in den ersten Teil a und expandiert darin bis auf den für den Heizdampf gewünschten Druck. Um bei gleichbleibender Heizdampfmenge eine größere Turbinenleistung zu erzielen, muß man entsprechend mehr Dampf arbeiten lassen; dem ersten Teil der Turbine wird nun eine größere Dampfmenge zugeführt, als für Heizzwecke erforderlich ist, und der überschüssige Dampf tritt durch das Überströmventil i in den zweiten Teil f, g der Turbine, wo er weiter arbeitet, um dann in den Kondensator zu gelangen. Das selbsttätig wirkende Überströmventil reguliert diese Dampfzufuhr so, daß der Druck in der Anzapfleitung k praktisch konstant bleibt.

Die Maschinenfabrik Oerlikon hat, soweit dem Schreiber dieses bekannt, auch Turbinen mit mehreren Anzapfungen ausgeführt. In Fig. 8, Taf. 21 ist im Schema ein Schnitt durch eine solche Turbine mit zwei Anzapfungen i, i_1 wiedergegeben. Darin sind l, l_1 die beiden Spindeln, m die Hauptfedern und n die Hilfsfeder. Sonst sind beide Ventile gleich gebaut.

Eine dritte Spezialausführung der Oe.-Großturbine ist die Oe.-Frisch-Abdampfturbine, von der in den Skizzen der Abbildung, Fig. 51 drei Schnitte schematisch dargestellt sind. Sie dient zur Ausnutzung des Abdampfes von Fördermaschinen, Dampfmaschinen usw., kann dabei aber auch jederzeit mit Frischdampf arbeiten, wenn der Abdampf teilweise oder ganz ausbleibt oder zur Erzielung einer gewünschten Leistung nicht genügt. Von bekannten Konstruktionen dieser Art unterscheidet sich die Oe.-Frisch-Abdampfturbine dadurch aus, daß die Wirtschaftlichkeit auch beim Arbeiten mit Frischdampf noch hoch ist. Bei früheren Ausführungen nahm der Frischdampf, nachdem er den Hochdruckteil passiert hatte, seinen Weg durch sämtliche Kanäle des Niederdruckteils. Der letztere ist aber für die Frischdampfmenge zu groß bemessen, da die Abdampfmenge zur Erzielung der gleichen Leistung, wie bei Frischdampf, infolge des etwa halb so großen Wärmegefälles ungefähr doppelt so groß sein muß. Demnach arbeitete die Turbine dann mit schlechtem Wirkungsgrad. Diesem Übelstand begegnet die Turbine, Fig. 51 dadurch, daß hier der Frischdampf in einem getrennten Abteil des Niederdruckteils, der entsprechend bemessen ist, zur Wirkung kommt. Beim Betrieb mit Frischdampf dagegen wird der Hochdruckteil h und vom Niederdruck der Teil n_1 beaufschlagt, beide Teile arbeiten somit hintereinander (in Serie). Beim Betrieb mit Abdampf dagegen wird dieser der Turbine durch b_1 und b_2 zugeführt und in den Niederdruckteilen n_1 und n_2 der Turbine ausgenutzt; diese Teile arbeiten also parallel. Der Niederdruckabteil kann auch noch eine weitere Unterteilung erfahren (z. B. in vier Abteilungen), es werden dann immer je zwei gegenüberliegende Teile parallel beaufschlagt.

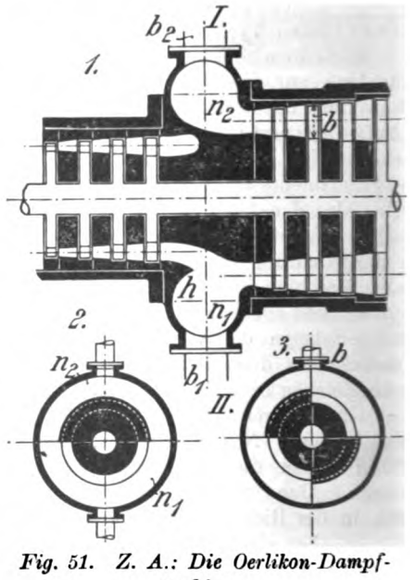


Fig. 51. Z. A.: Die Oerlikon-Dampfturbinen.

Über die Leistungen derartiger Frisch-Abdampfturbinen gibt die Zahlentafel V Auskunft.

Die Versuchsresultate, welche die Prüfung einer für die Société Anonyme des Charbonnages de Falisolle in Falisolle (Belgien) bestimmten 628 KW Oerlikon-Frisch-Abdampfturbine ergab. Die Versuche fanden am 1. und 2. Dezember in den Versuchsräumen der Maschinenfabrik Oerlikon unter der Leitung von Prof. Dr. A. Stodola statt; die elektrischen Messungen wurden von Prof. Dr. Schweitzer der Eidgenössischen Technischen Hochschule in Zürich vorgenommen. Tabelle V enthält die von Prof. Dr. Stodola ermittelten Versuchswerte.

(Schluß folgt.)

Der prakt. Kraftmaschinenbau und -Betrieb

Branchen-Ausgabe II des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur".

Schriftleitung: Ingenieur F. Wilcke, Leipzig.

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Wieder zwei Neukonstruktionen auf dem Gebiet des Rohölmaschinenbaues.

Mit Zeichnungen auf Tafel 28.

Zusammenfassung. Beschrieben sind zwei neue Rohölmaschinen von denen die erste als Gleichdruck-Rohölmaschine liegender Bauart gedacht ist und nach dem Viertaktverfahren arbeitet. Die Arbeitsweise selbst ist derjenigen der Dieselmaschine abgelauscht. Die konstruktive Ausführung der Maschine ist einfach, der Betrieb desgleichen.

Die zweite Maschine ist eine Zweitakt-Rohölmaschine stehender Bauart für Leistungen von 4 bis 40 PS, im Gegensatz zur ersten Maschine, die für Leistungen von 24 bis 250 PS ausgeführt wird. Die Maschine besitzt weder Ventile noch sonstige komplizierte Steuerorgane, ein Federregler sorgt für Zufuhr der jeweils erforderlichen Brennstoffmenge. Bauart einfach und stabil.

Der Verfall des sog. Dieselpatentes hat, wie man gerade an den Berichten im „Praktischen Maschinen-Konstrukteur" leicht feststellen kann, zu einem ungeahnten Aufschwung im Bau derartiger Maschinen geführt. Unter anderen entstand so die sog. **Gleichdruck-Rohölmaschine,** wie sie die Zeichnungen auf Tafel 28 in liegender Bauart veranschaulichen.

Diese zurzeit in der Maschinenhalle I der Weltschau für das Bau- und Wohnwesen zu Leipzig in mehreren Exemplaren ausgestellte Gleichdruck-Rohölmaschine ist eine Verbrennungsmaschine, bei der die Verbrennung des Rohöles, genau wie bei der Dieselmaschine, allmählich unter gleichem Druck erfolgt. Im Gegensatz zu den gewöhnlichen Viertakt-Explosionsmaschinen wie sie als Gas-, Benzin-, Benzol- und dergl. Maschinen bekannt sind, bei denen der Arbeitshub durch eine plötzliche Explosion der Gase im Zylinder eingeleitet wird.

Die Maschine, ein Fabrikat der Maschinenbau-Aktiengesellschaft vorm. Starke & Hoffmann in Hirschberg (Schl.) ist einseitig wirkend und arbeitet nach dem Viertaktverfahren.

Beim ersten Hub, dem ersten Vorgang des Kolbens, wird atmosphärische Luft angesaugt und beim zweiten Hub, dem ersten Rückgang des Kolbens, wird diese Luft verdichtet. Beim dritten Hub, dem zweiten Vorgang des Kolbens, wird dann Brennstoff eingespritzt, der in der durch Kompression erhitzten Luft verbrennt und den Kolben vorschiebt. Beim vierten Hub, dem zweiten Rückgang endlich, werden die Verbrennungsprodukte aus dem Zylinder ausgeschoben.

Das Rohöl wird mittels einer Pumpe, deren Fördermenge vom Regulator, entsprechend der jeweiligen Belastung der Maschine, reguliert wird, in die Düse der Maschine eingeführt und durch komprimierte Luft, die eine mit der Maschine verbundene Luftpumpe ständig erzeugt, in den Verbrennungsraum der Maschine eingeblasen. Diese komprimierte Luft wird auch zum Anlassen der Maschine benutzt.

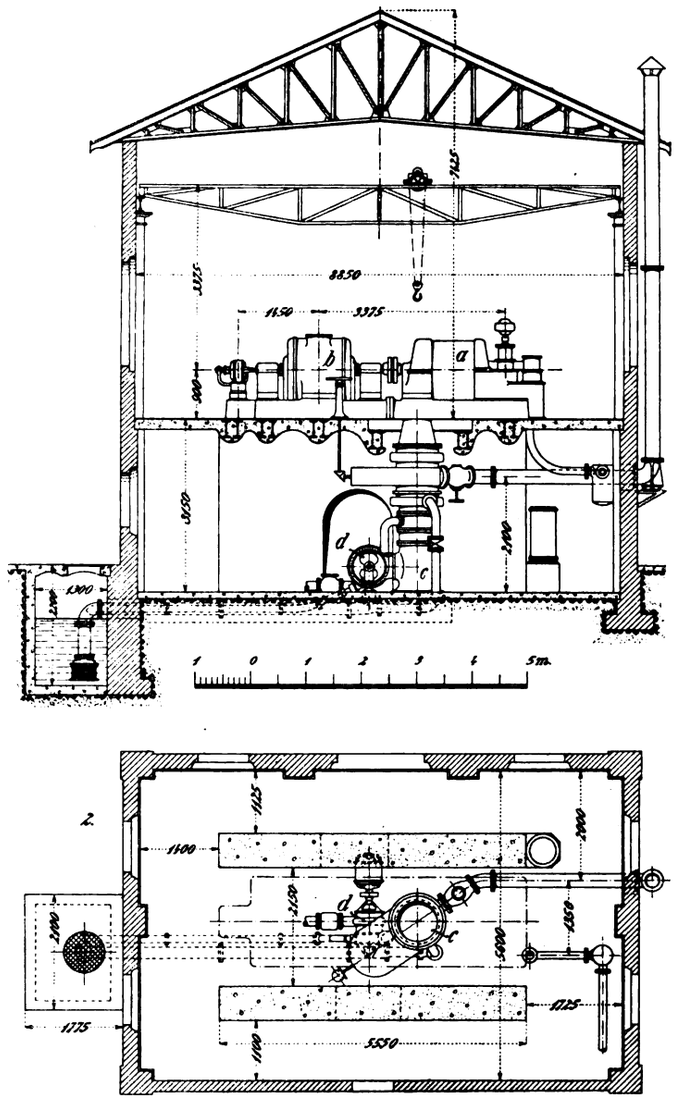


Fig. 52. Z. A.: Die Oerlikon-Dampfturbinen. S. 42.

Die liegende Maschine, Fig. 6 bis 13 bietet durch die leichte Bedienung, die gute Zugänglichkeit und die bessere Übersichtlichkeit gegenüber den alten stehenden Maschinen bemerkenswerte Vorteile.

Der Rahmen, als Gabelrahmen ausgebildet, besteht aus einem einzigen Gußstück und liegt in seiner ganzen Länge auf dem Fundament auf.

Der Arbeitszylinder wird als Büchse in besonderer Eisengattierung hergestellt und in den Zylindermantel wasserdicht eingezogen. Er kann sich der Erwärmung entsprechend frei ausdehnen und ist auswechselbar. Der Kolben wird ebenfalls aus einer Eisengattierung angefertigt und nach einem Verfahren geschliffen, das Gewähr für einen leichten Gang bei dauerndem Dichthalten bietet.

Die Kurbelwelle ist aus Siemens-Martinstahl geschmiedet, in reichlich bemessene Weißmetalllager mit Ringschmierung gebettet und mittels Gegengewichten ausbalanziert. Das Schwungrad wird je nach der verlangten Gleichförmigkeit der Geschwindigkeit bemessen und bei größeren Maschinen zweiteilig und mit Hand-Schalteinrichtung ausgeführt.

Die Steuerwelle wird durch Schraubenräder angetrieben; sie ist in Metallbüchsen mit Ringschmierung gelagert, treibt den Regulator und die Rohölpumpe und steuert mittels Nockenscheiben die Ein- und Auslaßventile, sowie das Einblas-Luftventil.

Die zur Maschine gehörige Rohölpumpe ist eine einfachwirkende Plungerpumpe, deren Hub vom Regulator so eingestellt wird, daß stets eine der jeweils vom Motor verlangten Leistung entsprechende Ölmenge in die Düse gepumpt wird. Die Ventile sind leicht zugänglich.

Die Steuerung der Ventile erfolgt mittels Nockenscheiben und gehärteten Stahlrollen.

Die Brennstoffdüse nimmt das Rohöl von der Rohölpumpe auf, und leitet es, mittels Druckluft fein zerstäubt, in den Verbrennungsraum hinein, arbeitet also nach dem Einblasverfahren. Die Luftpumpe, die die Druckluft zum Einblasen des Rohöles sowie zum Anlassen des Motors erzeugt, wird von letzterem direkt angetrieben und arbeitet mit zwei Stufen. Die Druckluft wird in Stahlflaschen geleitet, die als Ausgleichs- und Vorratsbehälter dienen.

Die Schmierung des Maschinen- und Luftpumpenzylinders erfolgt durch selbsttätige Schmierpumpen, während an untergeordneten Stellen Tropföler und Staufferbüchsen vorgesehen sind.

Beim Anlassen der Maschine hat man nur den Luftsteuerhebel in die „Anlaßstellung" zu bringen und ein Druckluftflaschenventil zu öffnen. Die Maschine läuft dann zunächst als Druckluftmaschine. Aber schon nach zwei bis drei Umdrehungen kann der Luftsteuerhebel auf „Betriebstellung" gebracht werden, womit die Maschine in normalem Gange sein würde. Eine besondere Anlaßvorrichtung oder außergewöhnliche Erfahrung des Wärters sind hier nicht erforderlich. Die Maschine kann wiederholt, selbst nach monatelangem Stillstand, ohne weiteres angelassen werden.

Infolge der guten Verbrennung des Rohöles ist naturgemäß auch der Brennstoffverbrauch gering, ebenso ist die Bedienung einfach und der Platzbedarf klein.

Die unausgesetzt steigende Nachfrage nach Rohölmaschinen für kleinere gewerbliche Anlagen veranlaßte das eingangs genannte Werk, auch den Bau von **Zweitakt-Rohölmaschinen** aufzunehmen.

Der in diesem Bestreben entstandene neue Typ kennzeichnet sich durch seine Einfachheit und erscheint gerade aus diesem Grunde speziell für solche Betriebe geeignet, wo kein geübtes Personal zur Verfügung steht. Die Maschine ist stehender Bauart und arbeitet, wie oben schon angedeutet, im Zweitakt, d. h. bei jeder Umdrehung erfolgt ein Arbeitshub, im Gegensatz zu den Viertaktmaschinen, bei denen erst auf zwei Umdrehungen ein Arbeitsimpuls entfällt.

Beim Aufwärtsgehen des Kolbens saugt letzterer durch die im Kurbelgehäuse befindlichen Klappen 1, Fig. 1 bis 5, Tafel 28, frische Luft an und komprimiert zugleich die über dem Kolben im Zylinder befindliche Ladungsluft. Ungefähr in der oberen Totpunktlage erfolgt dann im Zylinder die Entzündung der Ladung an dem heißen Glühkopf k, wonach der Kolben nach unten getrieben wird und Arbeit leistet.

Während dieser Abwärtsbewegung des Kolbens wird die beim Aufwärtsgang angesaugte frische Luft im Kurbelgehäuse komprimiert und kurz vor dem unteren Totpunkt gibt der Kolben zuerst den im Zylinder vorgesehenen Auspuffkanal a frei; durch diesen entweichen die verbrannten Gase. Kurz darauf aber öffnet der Kolben den Einlaßkanal e, durch welchen die im Gehäuse komprimierte Luft in den Zylinder einströmt, diesen auswäscht und von neuem ladet. Jetzt wiederholt sich der Vorgang so oft, bis die Maschine still gesetzt wird.

Beim Anlassen muß der Glühkopf naturgemäß mittels einer Gebläselampe angewärmt werden.

Wie man aus Vorstehendem erkennt, hat die Zweitaktmaschine keine Ventile und keine komplizierten Steuerungsmechanismen, da die Steuerung vom Arbeitskolben, welcher in geeigneten Zeitabschnitten die im Zylinder angeordneten Kanalschlitze öffnet und schließt, besorgt wird.

Trotz dieser einfachen Konstruktion stellt aber auch die Zweitakt-Rohölmaschine eine Präzisionsmaschine dar, da die in dem Zylinderkopf bei jeder Umdrehung einzuspritzende Rohölmenge direkt unter dem Einfluß eines Präzisions-Regulators steht. Infolge dieser Brennstoffregulierung wird der Maschine bei jeder Umdrehung nur eine der jeweiligen Belastung entsprechende Rohölmenge zugeführt, wodurch ein ruhiger und gleichmäßiger Gang gewährleistet ist und der Brennstoffverbrauch auf ein Mindestmaß herabgedrückt wird.

Der Präzisions-Regulator ist auf einer vertikalen Spindel, die mittels eines Schraubenräderpaares von der Hauptwelle angetrieben wird, aufgekeilt; er verstellt den Hub der Brennstoffpumpe derart, daß derselbe entsprechend der Belastung der Maschine vergrößert oder verringert wird, wobei aber der Maschine bei jeder Umdrehung eine gewisse Brennstoffmenge zugeführt wird.

Die Brennstoffpumpe fördert das Rohöl in einen beim Anlassen anzuwärmenden Glühkopf und zerstäubt es dort mittels einer Düse. Der Brennstoff gelangt in Form von feinem Nebel in den Glühkopf, vergast und entzündet sich schließlich an den warmen Wandungen des Kopfes. Der Glühkopf ist im übrigen so durchgebildet, daß man ihn jederzeit leicht abnehmen kann.

Die Schmierung der Maschine erfolgt durch eine Zentral-Druck-Schmierpresse, deren sichtbare Tropfen nicht unter Druck stehen, und die von einem, auch die Kühlpumpe antreibenden Exzenter bewegt wird; es gelangt also das Schmieröl unter Druck an die Schmierstellen, wodurch die Betriebssicherheit der Maschine gewährleistet ist.

Um ein zu starkes Erwärmen des Kolbens und des Kolbenbolzens zu verhindern, werden diese durch entsprechende Führung der frischen und kühlen Spül- und Ladungsluft durch die Kanalschlitze e umspült und bleiben daher kühl.

Die Lager der hier beschriebenen Zweitaktmaschine sind im Gegensatz zu denen anderer ähnlicher Konstruktionen nicht im Kurbelkasten, sondern außerhalb desselben angeordnet. Dadurch ist erreicht, daß das Öl unter der Einwirkung der im Kurbelkasten komprimierten Luft aus den Lagern nicht herausgepreßt wird, und letztere sind also betriebssicher und leicht zugänglich. Sie bilden mit der unteren Hälfte des Kurbelgehäuses ein Stück, wodurch sich ein Sockel erübrigt und der Rahmen selbst stabil wird.

Um den Zylinder besser auswaschen zu können, hat man ihn mit einer Vorrichtung versehen, die eine Verlängerung der Auswaschperiode bedingt, auf welchem Wege zugleich alle etwa im Zylinder noch verbleibenden Verbrennungsprodukte herausgetrieben werden. F. W.

Über die Fundierung von Explosionsmaschinen.

Von **W. Heym** in **Groß-Lichterfelde-Ost.**

(Schluß aus Heft 12.)

Für solche Pfähle eignet sich Eichen-, Fichten- oder das Holz anderer Baumarten. Die Pfähle sind zu glätten und mit einer schützenden Imprägnierung zu versehen, um ein Faulen zu verhindern. Das untere Ende der Pfähle ist mit einem Eisenring zu versteifen. Der Durchmesser der Pfähle kann von 200 mm an gewählt werden, während als Länge entsprechend den besonderen Anforderungen 5 bis 8 m in Frage kommen. Die Pfähle werden in Abständen von 0,7 bis 1,3 m über die zu festigende Grundfläche verteilt angeordnet, wobei darauf zu achten sein würde, daß die gefestigte Fläche nach allen Seiten hin etwas größer als der für das Fundament benötigte Raum sein muß. Über den Pfählen wird durch Querbalken ein Gitterwerk hergestellt, welches mit schweren festen Bohlen belegt wird. Alles Holzwerk ist starr unter Verwendung von Nägeln und Krampen zu verbinden. Es muß unter dem normalen Grundwasserspiegel belegen sein. Auf der oberen Fläche ist eine Lage Beton von etwa 1 m Stärke als Stützfläche für das Fundament von großem Vorteil. Ist die Grundfläche genügend abgesetzt, so kann die Errichtung des Fundamentes in der allgemein üblichen Weise erfolgen. Pfahlstützflächen sind nur in ganz ungünstigen Fällen erforderlich, besonders wenn der Boden naß ist und ein geringer Wasserfluß in demselben herrscht. Sie sind sehr kostspielig, da sie eine große Materialmenge und bedeutenden Arbeitsaufwand erfordern.

Bei dünnen Lagen eines sonst nicht ungünstigen Bodens, welcher seitliche Druckbeanspruchungen gestattet, muß die Belastung über eine große Fläche und auf einen geringen Betrag pro qm verteilt werden. Um dieses zu erreichen, soll die Sohle des Fundamentes tunlichst lang gehalten werden. Da nun Beton in einer dünnen Lage keiner starken Belastung ausgesetzt werden kann, eine dicke Schicht aber ein zu großes Gewicht besitzen würde, muß auch in solchen Fällen ein Gitterwerk hergestellt werden.

Der Untergrund des Loches ist zunächst sorgfältig zu untersuchen. Holzbohlen, roh bearbeitet, etwa 1 bis 1,5 qm groß, werden in paralleler Anordnung in Entfernungen von 125 bis 200 mm voneinander verlegt. Die Zwischenräume werden mit Beton ausgefüllt, für dessen Herstellung man 1 Teil Portlandzement, 1 Teil Schlackenkalk und 6 Teile gut gewaschenen scharfkörnigen Sand, zerbrochene Steine oder Klinker mit Wasser gut vermischt. Ist die Festigungsfläche genügend abgesetzt, so errichtet man auf derselben eine Plattform von wenigstens 75 mm Stärke und auf dieser dann das Fundament.

Das Problem einer Vermeidung der lästigen Vibrationen und Geräusche läßt sich am besten durch elastische Materialien zwischen den Vibrationen erzeugenden Maschinenteilen und den gegen diese zu schützenden Räumen lösen.

Gummi, Kork und Filz werden heute zu diesem Zweck benutzt, doch noch nicht lang genug werden sie verwendet, um schon ein Urteil über die Zweckmäßigkeit fällen zu können. Der Gummi muß rein sein, die einzelnen Stücke sollen wenigstens 15 mm stark sein und die Belastung derselben soll 7,5 kg pro qcm nicht überschreiten. Auch ist ein sorgfältiger Schutz gegen den Zutritt von Öl erforderlich. Die Verwendung von Gummi ist nicht wirtschaftlich, da derselbe schnell durch atmosphärische oder chemische Einflüsse zersetzt wird. Er wird dann entweder brüchig oder sehr weich und erfüllt schon nach kurzer Zeit seine Aufgabe nicht mehr in dem gewünschten Grade.

Viele Fachleute neigen der Verwendung rohen Korkes in seiner natürlichen Beschaffenheit zu. Der Kork wird in Streifen von gleichmäßiger Stärke zerschnitten, die in eiserne Formen gepreßt und so zu Platten entsprechender Größe und Stärke geformt werden. Infolge seiner luftgesättigten Poren behält der Kork seine Elastizität lange Zeit und vermodert nicht so schnell. Filz oder ähnliche künstliche Produkte absorbieren große Wasser- und Ölmengen; sie erhärten dann und verlieren ihre Elastizität.

Eine Firma stellt nach einem patentierten Verfahren Isolierplatten aus Filz her, welche die oben erwähnten Nachteile nicht besitzen und ihre guten Eigenschaften in längerer als zehnjähriger Verwendungsdauer bewahrt haben. Dieser Filz wird aus reinem Haar fabriziert, mit mineralischen Ölen imprägniert und hydraulisch in Platten von 20 mm Stärke gepreßt. Die oberen Flächen der Platten werden chemisch gehärtet und die unteren Flächen mit einem Schutzanstrich versehen. Die Platten werden für Belastungen von 17 bis 21 kg pro qcm geliefert. Die chemisch gehärtete Oberfläche erhöht die Tragfähigkeit der Platten; sie sind öl- und wasserdicht, halten den abscherenden Einflüssen der elastischen Bewegungen stand und erleiden keine Beschädigungen durch scharfkantige Maschinengrundplatten und ähnliche ungünstige Belastungen. Die Imprägnierung verhindert den Eintritt von Feuchtigkeit. Diese Wirkung wird vor allem durch den Schutzanstrich der unteren Fläche ausgeübt. Das Gewicht beträgt 0,2 kg pro qm.

Welches Isoliermaterial auch zur Verwendung gelangen mag, stets wird darauf zu achten sein, daß es unter dem Fundamentblock angebracht wird und die Bolzen nicht durch dasselbe hindurchgehen. Die Belastung muß gleichmäßig verteilt sein, damit die Oberfläche gleiche Beanspruchungen bei jeder Maschinenumdrehung erhält und die Elastizität des Materiales voll ausgenutzt wird. Unter der Isolierschicht ist ein gutes Bett aus Beton vorzusehen. Warum die Isolierschicht unter dem Fundamenblock liegen muß, ist leicht einzusehen. Die Maschine wird mit dem Fundament durch die Bolzen starr verbunden, beide bilden ein gemeinsames Ganzes und nehmen in gleichem Maße an den durch die Maschine erzeugten Vibrationen teil. Diese Vibrationen werden beträchtlich vermindert; sie treten am stärksten in der Nähe der Mittellinie der Maschinenzylinder und an der Sohle des Fundamentblockes auf. Hier werden die kleinen Bewegungen auf die Oberfläche der Isolierplatte zusammengeleitet und durch die Elastizität derselben leicht aufgefangen. Wenn dagegen wie das häufig geschieht, eine Isolierschicht zwischen der Maschinengrundplatte und der Fundamentoberfläche, angebracht wird, läßt sich keine gute Wirkung erhalten.

Bei einer solchen falschen Anordnung der Isolierschicht wird die starre Verbindung zwischen der Maschine und dem Fundamentblock unterbrochen, da die Bolzenmuttern nicht fest genug angezogen werden können. Das Fundament nimmt dann nicht an den Vibrationen teil, da diese durch die losen Bolzen nicht übertragen werden. Der Block bleibt stationär und unwirksam, während die Maschine den Vibrationen in vollem Umfange ausgesetzt ist. Infolgedessen wird die Isolierschicht bald verstauben und ein fortgesetztes Nachziehen der Bolzenmuttern unvermeidlich sein. Würde man u. d. U. die Isolierschicht gänzlich beseitigen, so ließen sich die Unzuträglichkeiten noch eher beheben. Ein bestehendes Fundament kann nicht durch einfaches Auflegen einer Isolierschicht auf die obere Fläche geschützt werden, sofern es sich um eine Beseitigung der Vibrationen handelt. Die Isolierschicht würde nur die Geräusche des Motors ein wenig vermindern.

Um das Fundament herum sollen 75 bis 100 mm breite Lufträume k, Fig. 33, Heft 8 d. Z, belassen werden. Sie werden durch Holzbohlen l abgedeckt, um ein Eintreten von Staub usw. zu verhindern.

Soll eine Maschine in einem höheren Stockwerk aufgestellt werden, so muß der Aufstellungsort sorgfältigen Prüfungen unterworfen werden, welche sich auf die Tragfähigkeit, die Anlage der Kanäle und die Widerstandsfähigkeit der umliegenden Wände erstrecken. Obgleich die Maschine stets auf einer, eine genügende Auflagefläche bietenden Eisengrundplatte ruhen wird, soll doch ein Fundament mit entsprechender Schwere hergestellt werden, da nur dann die gefährlichen Einflüsse der Vibrationen zu beheben sind. Die für das Fundament erforderliche Fläche wird so berechnet, daß der Gebäudeboden nur im Betrage von drei Viertel seiner Tragfähigkeit belastet ist. Der Fußboden wird erst sorgfältig geglättet, dann eine Isolierschicht aufgelegt und auf diese werden schwere Bohlen gebracht, auf denen das Fundament zu stehen kommt.

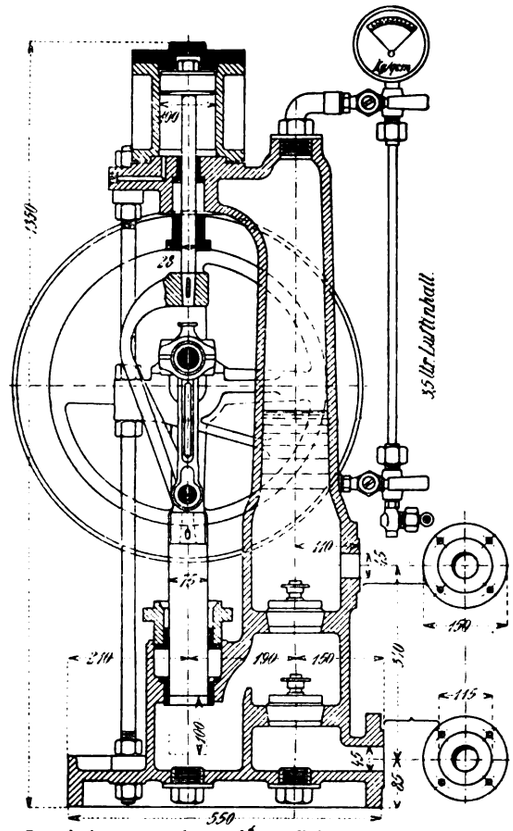


Fig. 53. Z. A.: Mitteilungen aus dem Maschinenlaboratorium der Technischen Staatslehranstalten in Chemnitz.

Eine andere Methode besteht in der Errichtung eines hängenden Fundamentes. Hierbei liegt der Hauptteil des Fundamentblockes unter dem Fußboden. Ein rechtwinkliges Gerüstwerk wird errichtet und bildet ein starres Skelett für die Betonfüllung. Die Kanäle werden hierbei länger, ihre Enden gehen bis an die Balken des Fußbodens des betreffenden Stockwerkes heran. Wenn einer der letzteren durch das Fundament läuft, so bleibt in dem Beton ein freier Raum. Zwischen den Tragenden des Gerüstwerkes und den Kanälen des Fußbodens wird die Isolierschicht eingebracht.

Besonders schwierig gestaltet sich die Errichtung von Fundamenten auf Betonfluren. Diese sind infolge der in ihrer Konstruktion verwendeten Stahlträger, sehr elastisch, so daß die Vibrationen der Maschine eine Vervielfältigung erfahren. Auch die Geräusche werden sehr vermehrt. Nur durch die Hinzufügung schwerer Eisensäulen, die bis auf den festen Untergrund reichen müssen, läßt sich in diesen Fällen eine Abhilfe schaffen. Hierdurch wird die Länge der vibrierenden Kanäle vermindert und der Betrag der elastischen Deformationen nimmt in entsprechendem Verhältnis ab, während die Belastung direkt auf den Erdboden übertragen wird.

Beton-Böden und -Decken sind sehr schalldurchlässig; es ist also praktisch unmöglich, die Maschinengeräusche in denselben ganz zu unterdrücken. In derartigen Räumen werden die hämmernde Bewegung des elektrischen Zünders und die Saugarbeit der Luftpumpe oder eine fehlerhafte Verbindung in der Auspuffleitung ein gleichmäßig auftretendes Geräusch verursachen. Bei einiger Aufmerksamkeit und sorgfältiger Regulierung lassen sich diese Geräusche jedoch in hohem Grade herabmindern. Die Maschine soll neben gut ausbalanciert und in ihrer Arbeit so geräuschlos wie irgend möglich gehalten werden. Isolierende Schichten sind an allen Stellen, an denen ein vibrierender Teil den Boden, die Decke oder die Wände berührt, vorzusehen.

Zweifellos ist es am besten, die Aufstellung von Explosionsmaschinen in den oberen Stockwerken eines Gebäudes überhaupt

zu vermeiden oder, sofern dieses nicht möglich ist, einen gut gebauten vertikalen Motor zu verwenden und die Fundamente desselben dicht an eine Hauptwand des Gebäudes zu legen, sowie gute Isoliermaterialien in den Fundamenten zu verwenden. Sehr oft sind die Maschinen direkt mit den angetriebenen Maschinen gekuppelt. Hierdurch erhält man leicht kleine Unförmigkeiten, die stellenweise durchaus nicht günstig wirken.

Die Vorbeugungsbedingungen sind als erfüllt zu betrachten, wenn für jede Maschine wenigstens zwei weiche Eisenschwellen sorgfältig adjustiert und mit dem Fundament starr verbunden verwendet werden. Die Schwellen werden mit der Oberseite auf den Fundamentblock gelegt und mit ihnen dann die Grundplatten der Maschinen verschraubt.

Die Oerlikon-Dampfturbinen.

Mit Zeichnungen auf Tafel 21, und Abbildung, Fig. 52.

(Schluß aus Heft 12).

Tabelle V.

1. Versuche mit Frischdampf.

Elektrische Leistung in KW	154,1	318,8	477,2	649,8	779,9
Druck vor der Düsengruppe Nr. 1 in kg/cm² abs. . .	3,22	4,21	6,14	7,38	8,39
Temperatur vor der Düsengruppe Nr. 1 in °C . . .	226,6	238,6	265,7	287,8	281,4
Leitung zum Kondensator Druck in kg/cm² abs. .	0,055	0,054	0,058	0,062	0,078
Leitung zum Kondensator Temperatur in °C . . .	34,5	34,1	35	37,3	40,5
Umdrehungszahl i. d. Minute	3000	3000	3000	3000	3016
Dampfverbrauch pro KW/Std.	12,36	9,31	7,89	7,28	7,34
Thermodynamischer Wirkungsgrad, bezogen auf elektr. Leistung u. Dampfzustand vor dem ersten Leitapparat in %	44,5	55,1	59,3	61,7	62,5

2. Versuche mit Abdampf.

Elektrische Leistung in KW	597,6
Druck vor der Abdampfhälfte in kg/cm² abs. . . .	1,02
Temperatur vor der Abdampfhälfte in °C	227,4
Leitung zum Kondensator { Druck in kg/cm² abs. . .	0,097
Leitung zum Kondensator { Temperatar in °C . . .	54,2
Dampfverbrauch pro KW/Std.	12,65
Thermodynamischer Wirkungsgrad, bezogen auf elektrische Leistung und Dampfzustand vor dem ersten Leitapparat in %	68,5

Prof. Dr. Stodola schreibt in seinem Bericht:

„Das Program der Versuche umfaßte die Bestimmung des Dampfverbrauches für die effektive KW/Std. bei Frischdampf- und Abdampfbetrieb. Eine besondere Abdampfquelle stand nicht zur Verfügung, daher mußte der Frischdampf auf einen entsprechenden Druck vor der Turbine abgedrosselt werden, wobei sich trotz soweit als tunlich herabgesetzter Überhitzung dennoch die ungewöhnlich hohe Temperatur des Abdampfes von 227 °C ergab. Auch wenn wir den Einfluß dieser hohen Temperatur auf den Wirkungsgrad in Berücksichtigung ziehen, ergibt sich ein ansehnliches thermodynamisches Güteverhältnis, da es, bezogen auf die elektrische effektive Leistung an den Klemmen des Generators und auf den Dampfzustand vor dem ersten Leitrad, die ungewöhnlich hohe Ziffer von 68,5 % erreicht hat."

Bezüglich des Wirkungsgrades bei Frischdampfbetrieb schreibt Prof. Dr. Stodola:

„Aus der Zusammenstellung erhellt, daß der thermodynamische Wirkungsgrad, bezogen auf die elektrische Leistung an den Klemmen des Generators und den Dampfzustand vor dem ersten Leitapparat bei Vollbelastung, den Wert von 61,7 % erreicht, was angesichts der verhältnismäßig kleinen Leistung und des durch die Umstände bedingten niedrigen Anfangsdruckes für die kombinierte Frisch-Abdampfturbine als sehr günstig bezeichnet werden muß."

Aus diesem Beispiel ist ersichtlich, welche Ersparnisse im Dampfverbrauch sich durch Ausnutzung des Abdampfes in Frisch-Abdampfturbinen erzielen lassen, und es steht außer Zweifel, daß manche Zentrale durch die Anlage solcher Turbinen die Wirtschaftlichkeit ihres Betriebes würde steigern können.

VI. Kondensations-Anlagen.

(Fig. 2 u. 5 bis 7, Taf. 20, und Abbildung, Fig. 52.)

Findet der aus der Turbine austretende Dampf nicht zu Heizzwecken oder dergleichen Verwendung, so wird er in einem Kondensator niedergeschlagen. Durch die Verwendung von Kondensatoren wird das in der Turbine auszunutzende Wärmegefälle und damit die Wirtschaftlichkeit der Anlage bedeutend vergrößert. Es werden hauptsächlich Strahl-Kondensatoren, Misch-Kondensatoren und Oberflächen-Kondensatoren ausgeführt.

Die ersteren werden für Mittelturbinen gebaut. Sie gehören zur Gattung der Einspritz-Kondensatoren, d. h. der zu verdichtende Dampf tritt gleichzeitig mit dem Kühlwasser in den Niederschlagsraum, wo die innige Mischung von Dampf und Wasser erfolgt. Diese Kondensatoren kennzeichnen sich neben guter Wirkungsweise hauptsächlich durch ihre Einfachheit. Ist Druckwasser in genügender Menge vorhanden, so erübrigt sich, noch irgend einen in Bewegung befindlichen Mechanismus für die Kondensation zur Hilfe zu nehmen. Besteht kein natürliches Gefälle, so wird das Kühlwasser durch eine Zentrifugalpumpe d (Fig. 2), welche den nötigen Druck erzeugt, dem eigentlichen Kondensator c zugeführt.

Die Misch-Kondensatoren (Fig. 52) werden für Mittel- und Großturbinen verwendet und zwar überall da, wo es sich um eine billige Anlage handelt und kein Wert darauf gelegt wird, das Kondensat wieder zurückzugewinnen. Sie sind mit einer Luft- und einer Schleuderpumpe d ausgerüstet und beide Pumpen in ein und demselben Pumpengehäuse untergebracht. Wie der Name schon sagt, besorgt die Luftpumpe das Absaugen der Luft aus dem Kondensator c, während die Schleuderpumpe das Gemisch von Dampf und Kühlwasser aus dem Kondensator befördert.

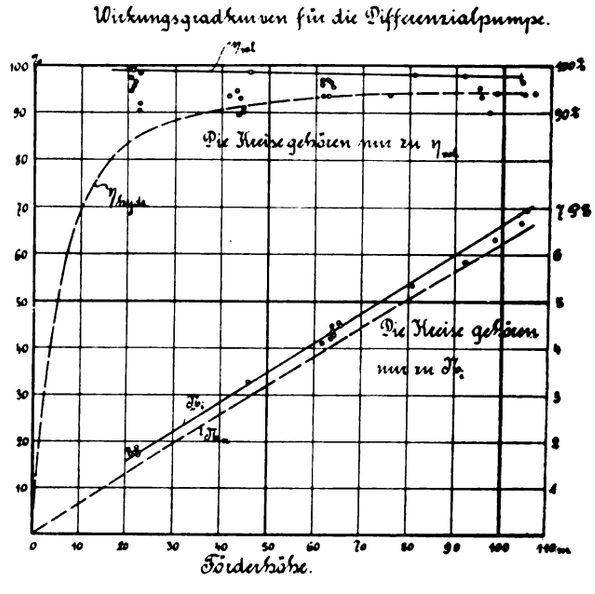


Fig. 54. Z. A.: Mitteilungen aus dem Maschinenlaboratorium der Technischen Staatslehranstalten in Chemnitz.

Diese Kondensatoren saugen das Kühlwasser ohne weiteres an. Kann das aus dem Kondensator austretende Gemisch von niedergeschlagenem Dampf und Wasser nicht ablaufen, so läßt sich die Schleuderpumpe so bauen, daß sie das Warmwasser einige Meter hoch drückt. Die Misch-Kondensatoren sind in ihrer Bedienung ebenfalls sehr einfach. Sie werden sowohl zum Betrieb mit Süßwasser, als auch für Seewasser gebaut.

Die Oberflächen-Kondensatoren (vgl. Fig. 5 bis 7, Taf. 20) werden für Großturbinen fast ausnahmslos und für Mittelturbinen in solchen Fällen verwendet, wo an die Ökonomie der

Anlage die höchsten Anforderungen gestellt werden, oder wo wegen schlechter Speisewasserverhältnisse das Kondensat zur Kesselspeisung zurückgewonnen werden soll.

In den Oberflächen-Kondensatoren kommt der niederzuschlagende Dampf nicht in Berührung mit dem Kühlwasser; infolgedessen wird auch bei unreinem Kühlwasser der niedergeschlagene Dampf als reines Kondensat zurückgewonnen und kann für die Kesselspeisung wieder Verwendung finden. Auch bei den Oberflächen-Kondensatoren wird die Luft für sich abgesaugt, und da der niederzuschlagende Dampf nicht mit dem Kühlwasser in Berührung kommt, so sind zur Beförderung des Kühlwassers und des niedergeschlagenen Dampfes zwei getrennte Pumpen, die Kühlwasserpumpe und die Kondensatpumpe, notwendig. Durch die Anwendung der beiden einzelnen Pumpen kann der Oberflächen-Kondensator c jede beliebige Lage zum Kaltwasserspiegel einnehmen, und es kann sowohl das Kondensat, als auch das aus dem Kondensator abfließende Kühlwasser beliebig hoch gedrückt werden. Steht Kühlwasser mit natürlichem Gefälle in genügender Menge zur Verfügung, so ist auch hier die Kühlwasserpumpe entbehrlich. Oberflächen-Kondensatoren werden sowohl für Süßwasser, als auch für Seewasser gebaut.

Um Druckverluste in einer langen Leitung zwischen Turbine und Kondensator möglichst zu vermeiden, werden die Kondensatoren, wenn irgend angängig, direkt unter der Turbine a aufgestellt. Bei Anlagen, wo ev. längerer Auspuffbetrieb vorkommen kann, wird in die Verbindungsleitung zwischen Turbine und Kondensator ein Absperrschieber (vgl. Fig. 5 bis 7, Taf. 20) eingebaut, welcher gestattet, bei Auspuffbetrieb der Turbine am Kondensator zwecks Reinigung, Reparatur u. dgl zu arbeiten. Die Verbindungsleitung zwischen Turbine und Kondensator wird zudem mit einer der Dilatation Rechnung tragenden Stopfbüchse versehen. An diese Leitung ist in der Regel auch die Auspuffleitung angeschlossen, welche stets mit einem selbsttätig wirkenden Ventil versehen ist, das irgend welche Drucksteigerung im Kondensator oder in der Turbine verhindern und auch beim Abstellen des Kondensators die Turbine selbsttätig auf Auspuff umschalten soll.

Die Pumpen d für alle Kondensatortypen werden durchweg als Rotationspumpen ausgeführt. Je nach den örtlichen Verhältnissen und Anforderungen werden zum Antrieb der Pumpen Elektromotoren oder kleine Dampfturbinen verwendet. Letztere

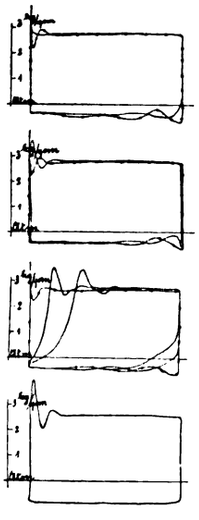


Fig. 55.

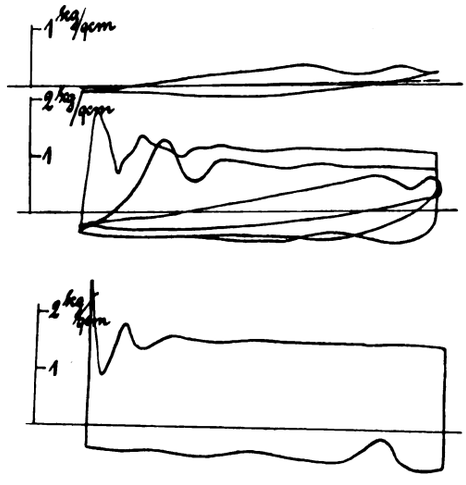


Fig. 56.

Fig. 55 u. 56. Z. A.: Mitteilungen aus dem Maschinenlaboratorium der Technischen Staatslehranstalten in Chemnitz.

sind als Auspuffturbinen gebaut; der aus der kleinen Turbine austretende Dampf wird, wie oben schon angedeutet, in die Hauptturbine geleitet und hier bis auf den Kondensatordruck weiter ausgenutzt.

Naturgemäß konnte im Vorstehenden nur ein allgemeiner Überblick über die einzelnen Typen und Anwendungsformen der Dampfturbinen und verschiedenen Systeme von Kondensationsanlagen, wie sie die Maschinenfabrik Oerlikon liefert, gegeben werden. Die Entscheidung der Frage, welche Turbine und Kondensationsart zu wählen ist, wird sich in jedem Fall mehr oder weniger nach den vorliegenden Betriebsbedingungen und den örtlichen Verhältnissen richten müssen.

Mitteilungen aus dem Maschinenlaboratorium der Technischen Staatslehranstalten in Chemnitz.

Von Dipl.-Ing. **Fritz L. Richter.**

Mit Abbildungen, Fig. 53 bis 57.

(Fortsetzung aus Heft 10.)

Die Anordnung des Versuchs an der Differentialpumpe ist für Lehrzwecke geradezu trefflich. p_s wird in cm Quecksilbersäule, p_d in kg/qcm gemessen, weil die angeschlossenen Feder-

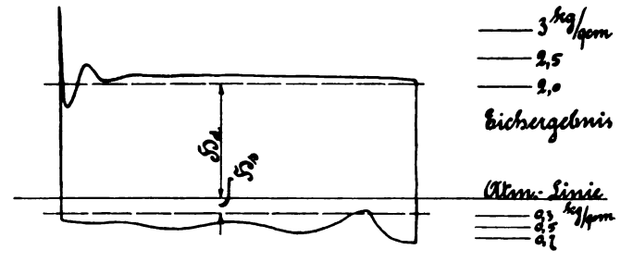


Fig. 57. Z. A.: Mitteilungen aus dem Maschinenlaboratorium der Technischen Staatslehranstalten in Chemnitz.

instrumente darauf geteilt sind. h_s und h_d messen die Schüler ganz von selbst in mm. Die Saughöhe und die Druckhöhe auf Pumpenmitte sind aber schließlich in m Wassersäule anzugeben. Die Unterscheidung der Maßeinheiten bietet stets außerordentliche Schwierigkeiten, ist aber für das praktische Leben äußerst wichtig.

Mit Rücksicht auf die Unzuverlässigkeit der ersten Schülermessungen habe ich die Pumpe bei vier verschiedenen Druckhöhen untersucht, wobei verschieden starke Indikatorfedern, die sämtlich geeicht sind, verwendet wurden. Das Ergebnis ist in Zahlentafel Nr. 1 angegeben und zu den Kurven in Fig. 54 benutzt.

Fig. 57 zeigt das normale Pumpendiagramm, und zwar für den ersten Versuch. Die Art der Federeichung, die der rechteckigen Form des Pumpendiagramms bei veränderlichem Federmaßstab am besten Rechnung trägt, ist in dem Diagramm mit angegeben. Die Pumpe befand sich in gutem Betriebszustand.

Im Kurvenblatt Fig. 54 sind die von den Schülern ermittelten Ergebnisse durch kleine Kreise angegeben. Für die Bestimmung des volumetrischen Wirkungsgrades werden die Messungen ziemlich zuverlässig sein. Wenn schon bei einzelnen Werten sicherlich Beobachtungsfehler vorliegen, so wird in der Hauptsache die Abweichung auf verschieden guten Zustand der Ventile und auf Luftförderung zurückzuführen sein. Man hat deshalb aus dem Schaubild einen Anhaltspunkt, daß der volumetrische Wirkungsgrad einer Kolbenpumpe um 10% sinken kann, ohne daß es sich ausgesprochen um einen schlechten Zustand der Pumpe handelt.

Bei der Feststellung der hydraulischen Widerstände ist mit fehlerhafter Indizierung zu rechnen, da die Schüler erst zu indizieren anfangen und ihnen ferner mit Rücksicht hierauf nur alte abgebrauchte Indikatoren in die Hand gegeben werden, die nicht mehr als einwandfrei gelten können. Um den Indizierfehler in Erscheinung treten zu lassen, und zwar in seinem relativen Größenwert, habe ich von der Kurve für die Nutzleistung ausgehend den Leistungswert der hydraulischen Verluste aufgetragen. Die Abweichung der von den Schülern ermittelten Ergebnisse von der Kurve für die indizierte Leistung läßt die Ungenauigkeit der durch die Schüler vorgenommenen Indizierung erkennen. Es sind hier indessen nur die Versuche verwertbar, die mit den gleichen Ventilen vorgenommen sind, da andere Ventile natürlich andere Widerstände ergeben. Aus diesem Grund stehen für die Betrachtung des volumetrischen Wirkungsgrades wesentlich mehr Versuche zur Verfügung.

In Zahlentafel Nr. 1 sind noch die ermittelten Ventilwiderstände eingetragen. Wie aus Diagramm, Fig. 57 ersichtlich, ist die auf die Pumpenmitte bezogene Druck- und Saughöhe im Federmaßstab des Indikators eingetragen und die mittleren Widerstände durch Planimetrierung der außerhalb gelegenen Flächenstreifen

bestimmt. An sich können sich diese Ventilwiderstände kaum ändern. Die Bestimmung ist in ihrer Genauigkeit durch den Maßstab des Indikators begrenzt. Deshalb sind die Zehntel-Meter-Wassersäule nicht mehr einwandfrei und die Werte bei geringerer Druckhöhe sind zuverläßiger.

Die Luftförderung spricht sich durch die charakteristischen Kompressions- und Expansionskurven deutlich aus. Das Erscheinen einer starken Expansionskurve zeigt, daß eine erhebliche Luftmenge in der Pumpe zurückbleibt, obwohl die Luft die Pumpe von unten nach oben durchfließt, ohne daß ein Luftsack vorhanden ist.

Bei der Steigerung der Saughöhe ergibt sich etwa 6 m als höchste zulässige Saughöhe. Bei 7,5 m Saughöhe schlägt die Wassersäule deutlich erst während des Druckhubes zusammen, was sich auch in wesentlicher Verminderung der Liefermenge ausspricht. Die Gangart bei diesem Zustand ist naturgemäß stoßend. Die charkteristischen Diagramme sind sehr schwer zu erhalten, da es sich nicht vermeiden läßt, daß die Pumpe bei der Erhöhung der Saugehöhe zuerst die überschüssig werdende Luft aus dem Saugwindkessel absaugt, so daß aus Luftsaugdiagrammen erst nach und nach diejenigen reiner Wasserförderung bei unzulässiger Saugehöhe entstehen.

Zahlentafel Nr. 1.

Versuchsergebnisse an der Differentialpumpe (Fig. 53) bei ordnungsmäßigem Zustand.

Kurvenblatt Fig. 54.

Drehzahl 1 Min.	bezogen auf Mitte Saughöhe $h_s + p_s$ m	bezogen auf Pumpe Druckhöhe $h_d + p_d$ m	Förderhöhe m	Fördermenge ltr./Min.	Fördermenge ltr./Umdrehung	Volumetrischer Wirkungsgrad %	Nutzleistung in gehobenem Wasser PS	mittlerer indizierter Druck kg/qcm	indizierte Leistung PS	hydraulischer Wirkungsgrad %	Reibungs- und Undichtigkeitsverluste PS	Ventilwiderstände Saugeventil m	Ventilwiderstände Druckventil m	Ventilwiderstände zusammen m
105,2	2,72	20,47	23,17	294	2,785	98,6	1,51	2,66	1,76	85,9	0,25	2,2	1,4	3,6
104,7	2,85	40,95	43,80	290	2,775	98,2	2,82	4,80	3,16	89,3	0,34	2,3	1,7	4,0
102,5	2,82	65,65	68,47	285	2,78	98,3	4,34	7,18	4,63	93,8	0,29	2,2	2,2	4,4
100,8	2,80	100,65	103,47	278	2,76	97,6	6,40	10,77	6,80	94,2	0,40	2,8	1,9	4,7

Der Diagrammsatz in Fig. 56, der sich von oben nach unten entwickelt und, soweit es die Deutlichkeis zuläßt ineinander geschrieben ist, kennzeichnet das Anlassen der Pumpe. Die Pumpe wird zunächst ganz leer gelassen, so daß sie nur mit Luft gefüllt ist. Die schräge —·—·—·— Linie im obersten Diagramm zeigt zunächst die geringe Spannungsänderung, die bei solchem Zustand eintritt. Der Pumpenraum wird dann aus dem Hauptwindkessel in der Durchleitung unter Benutzung des Umlaufes für das Druckventil voll Wasser gelassen und nunmehr die Pumpe abermals in Betrieb genommen. Die durch die Kolbenbewegung erzielte Spannungsveränderung ist wesentlich vergrößert. Zunächst wird nur Luft gefördert, bis die Spannung so gering geworden ist, daß dem Saugwindkessel Wasser zufließt, dann tritt gleichzeitig mit der Luft Wasser in die Pumpe ein und nimmt mehr und mehr ab. Schließlich ist das normale Pumpendiagramm erreicht, wenngleich die Steigleitung noch nicht ganz gefüllt ist.

Der Diagrammsatz Fig. 55 *) behandelt fehlerhaftes Arbeiten der Pumpe. Untersucht wird der Einfluß eines undichten Druckventiles, eines undichten Saugventiles, einer undichten Saugleitung, so daß die Pumpe neben dem Wasser auch Luft zu fördern hat, und der Einfluß einer unzuläßig hohen Saugehöhe.

Um die Übung schnell zu erledigen und um nicht die Pumpe in dem unzulässigen Zustande lange arbeiten zu lassen, muß die Liefermenge, ebenso wie die Drücke, durch eine Momentablesung erledigt sein. Es dient hierzu ein Venturimesser. Die Druckhöhe wird durch Drosselung auf gleichbleibender Höhe erhalten, damit die zu betrachtende Erscheinung möglichst allein im Diagramm erscheint.

Die Darstellung läßt erkennen, daß durch die Undichtigkeit der Ventile die Fördermenge bedeutend abnimmt. Gleichwohl ist die Erscheinung im Diagramm teils garnicht, teils nur einem sehr geübten Auge sichtbar. Hierdurch ist unzweifelhaft bewiesen, daß eine Ventilundichtigkeit im Diagramm nur zu erkennen ist, wenn sie bereits einen ganz unzulässigen Grad erreicht hat.

Hierzu Fig. 55 auf Seite 43.

Drehzahl	Saughöhe m	Druckhöhe m	Förderhöhe m	Geförderte Wassermenge ltr/Min.	Volumetrischer Wirkungsgrad %	Bemerkungen
104,5	1,93	25,2	27,1	290	98,6	normaler Zustand
104,5	1,96	25,1	27,1	158,5	54,0	Druckventil undicht.
104,5	2,18	25,2	27,3	291	99,0	normaler Zustand
104,5	1,79	26,4	28,2	177,5	60,4	Saugventil undicht.
104,5	2,2	25,4	27,6	285	97,0	normaler Zustand
104,5	2,15	24,8	27,0	211	71,9	Pumpe muß Luft fördern
104,5	1,91	24,5	26,4	158	53,7	Pumpe muß noch mehr Luft fördern.
104,5	7,50	1,90	26,5	240	81,6	Die Saugehöhe ist unzuläßig hoch, die Pumpe stößt stark.

*) Die Diagramme des normalen Betriebszustandes sind in Fig. 55 durch ○○○○ gekennzeichnet.

Fig. 53 zeigt eine kleine Dampfpumpe mit Kurbeltrieb, wie sie für den Bedarf der Kesselspeisung handelsüblich sind. Die Pumpe dient diesem Zweck auch im Laboratorium. Obwohl die Pumpe einfach wirkend ist, besitzt sie überhaupt keinen Saugwindkessel, der Druckwindkessel erscheint im Verhältnis zum Hubraum nicht klein, wenn er völlig mit Luft gefüllt angenommen wird. Zur Auffüllung des Druckwindkessels ist nur ein Schnüffelventil vorhanden, das Wasserstandsglas ist erst nachträglich meinerseits angebracht, um die Ursache der häufig stoßenden Gangart der Pumpe erkennbar zu machen. Ist der Windkessel unter atmosphärischer Spannung mit Luft gefüllt, so ist nur ein geringer Luftinhalt übrig, wenn dieses Volumen auf den Gegendruck der Pumpe bei der Kesselspeisung komprimiert ist. Um ihn wieder aufzufüllen, muß zunächst geschnüffelt werden.

(Fortsetzung folgt.)

Notiz.

Eine Wasserkraftanlage mit 1650 m Gefälle wird wohl mancher nicht für ausführbar halten und doch ist sie z. Z. schon im Entstehen.

Der Zivilingenieur A. Boucher in Lausanne hat es sich als Delegierter des Aufsichtsrats der Société d'Electro-Chimie in Paris zum Ziel gesetzt, die Wasserkräfte des in der Nähe von Martigny im Kanton Wallis belegenen Lac de Fully mit einem so hohen Gefälle, wie es seither noch niemals benutzt worden ist, nämlich 1650 m, in einer Turbinenanlage in elektrische Kraft umzuwandeln. Die Ausführung dieses Projektes ist inzwischen auch beschlossen, die erforderlichen Lieferungen sind vergeben und mit den Arbeiten ist bereits begonnen worden.

Besonderes Interesse bei dieser Anlage bietet jedenfalls die Frage, in welcher Weise die **Rohrleitung** ausgeführt wird, um dem im unteren Teil bis auf 165 at. steigenden Betriebsdruck zu genügen. Es hat sich dafür aber eine ebenso einfache wie sachgemäße Lösung gefunden.

Die 4½ km lange Leitung, die aus Rohren von 600 und 500 mm Durchmesser und von 6 bis 45 mm Wandstärke bestehen soll, wird im oberen Teil aus mittels Wassergas geschweißten Rohren hergestellt, für den unteren Teil dagegen, der den hohen Druck auszuhalten hat, und für welchen deshalb geschweißte Rohre nicht mehr ausreichen, werden nahtlos gezogene Rohre Verwendung finden.

Die nahtlosen Rohre, die aus dem Stahlblock mittels starker Ziehpressen hergestellt werden und auch in allen größeren Durchmessern geliefert werden können, bieten vermöge ihrer vollkommenen Homogenität jedenfalls die denkbar größte Sicherheit, die man sich nur wünschen könnte, zumal für eine Anlage wie diese, an welche so hohe Anforderungen gestellt werden.

Die Turbinen für 15000 PS werden gebaut von der Firma Piccard, Pictet & Co. in Genf, während die Rohrleitung vom Stahlwerk Thyssen & Co. geliefert wird, das in Mülheim a. d. Ruhr ausgedehnte Stahlblech- und Röhrenwalzwerke sowie eine Wassergas-Rohrschweißerei für große Rohre besitzt.

Juli 1913.

Der prakt. Kraftmaschinenbau und -Betrieb

Branchen-Ausgabe II des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur".

Schriftleitung: Ingenieur F. Wilcke, Leipzig.

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Die 3000 PS-Löffelturbine des Arniwerkes.

Mit Zeichnungen auf Tafel 32 und Abbildungen, Fig. 58 und 60.

Eine der interessantesten Kraftstationen der Schweiz ist wohl diejenige des Arniwerkes in Arniberg bei Amsteg. In diesem sind zurzeit je ein Maschinensatz von 3000 PS und 1300 PS aufgestellt, für zwei weitere Sätze sind die Fundamente vorbereitet.

Die 3000 PS-Turbine ist auf Tafel 32 und in den Abbildungen Fig. 58 und 60 wiedergegeben. Sie wurde von der A. G. Th. Bell & Cie. in Kriens geliefert und ist für ein Nettogefälle von 800 m berechnet. Ihre minutliche Umlaufzahl wird uns zu 630 angegeben. Das Laufrad a sitzt fliegend auf der verlängerten Welle des Generators, so daß der Maschinensatz nur zwei Wellenlager besitzt und auf eine gemeinschaftliche Grundplatte gesetzt werden konnte. Es ist das eine Ausführung, die das genannte Werk schon in verschiedenen Fällen angewendet hatte. Die Schaufeln des Rades (vgl. Abb. Fig. 60) sind aus Elektrostahlguß hergestellt und innen poliert. Sie wurden zwischen zwei aus geschmiedetem Stahl gefertigte Scheiben vernietet, eine Konstruktion, die eine gute Gewähr für dauerndes Zusammenhalten der Verbindung bietet. Allerdings wird man, im Gegensatz zur vorstehenden Behauptung, das Vernieten der Schaufeln zwischen zwei Scheiben im ersten Augenblick als einen Nachteil der Konstruktion ansehen, weil man sich damit der Möglichkeit beraubt, die Schaufeln b einzeln auszuwechseln. Dieser Nachteil ist jedoch nicht so groß, da man gerade im vorliegenden Falle wohl kaum dazu kommen wird, weil das an und für sich schon reine Bergwasser, bevor es in die Rohrleitung gelangt, noch einen Stauhweiher durchfließen muß.

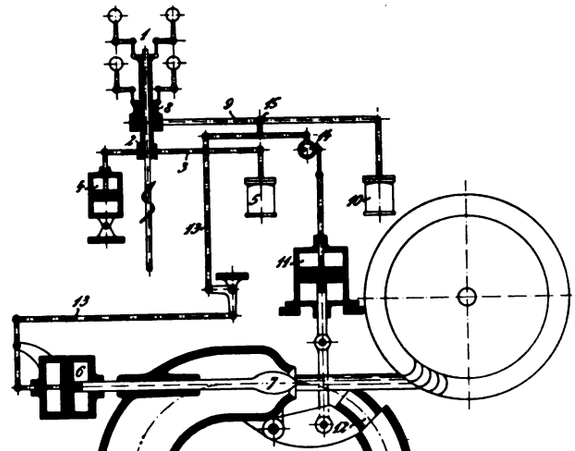


Fig. 58. Z. A.: Die 3000 PS-Löffelturbine des Arniwerkes.

Die Beschädigung einzelner Schaufeln durch Fremdkörper ist ausgeschlossen, ebenso darf man mit einer gleichmäßigen Abnutzung der Schaufeln rechnen.

Die Beaufschlagung des Rades erfolgt wagrecht durch einen runden Strahl von 60 mm Dicke, der eine Umfangskraft von 4000 kg erzeugt. Bei 630 Umläufen in der Minute erhält jede Schaufel in der Sekunde 10 Stöße von der angedeuteten Intensität.

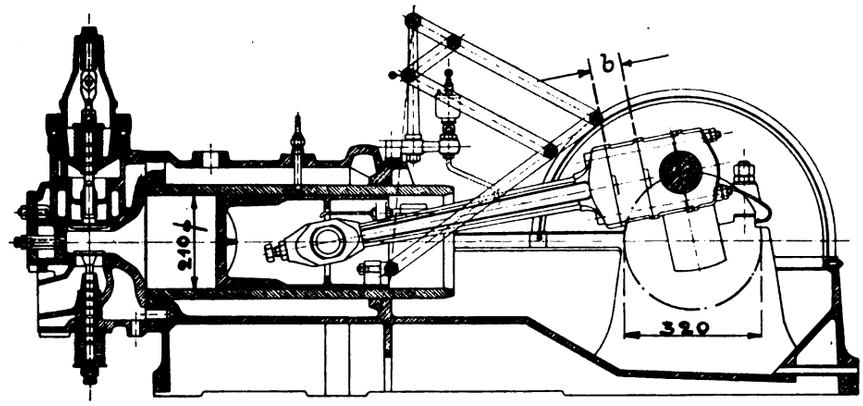


Fig. 59. Z. A.: Mitteilungen aus dem Maschinenlaboratorium der Technischen Staatslehranstalten in Chemnitz.

Die Zuleitungsrohre f zur Turbine haben 300 mm lichte Weite; sie wurden aus Stahlguß hergestellt und sind mit dem Fundament sicher verankert. Der auf einer Grundplatte sitzende Einlaufkrümmer mit seinem Mundstück kann leicht demontiert werden, ebenso ist das Mundstück d selbst jederzeit auszuwechseln.

Besonders bemerkenswert erscheint die von der genannten Firma an dieser Anlage zum erstenmal verwendete selbsttätige Regulierung; diese trägt der Tatsache Rechnung, daß bei der vorliegenden Anlage große plötzliche Belastungsänderungen, außer etwa Kurzschlüssen, nicht vorkommen und dementsprechend zusätzliche Schwungmassen wegfallen konnten. Von der Bestellerin der Anlage war außerdem die Forderung aufgestellt, daß bei Störungen im Netz, die eine plötzliche Entlastung von 100% zur Folge haben, die Geschwindigkeit höchstens um 8% sich vermindern dürfe. Dementsprechend mußte die Beaufschlagung des Rades so erfolgen, daß man sie schnell verkleinern konnte. Ein rasches Vermindern der Durchflußmenge der 2,2 km langen Rohrleitung ging aber wegen den damit verbundenen Wasserschlägen nicht an. Ebensowenig schien die Anlage von Freiläufen empfehlenswert, da diese bei hohen Druck leicht undicht werden und zu Wasserverlusten führen. Man entschloß sich infolgedessen zur Anwendung der Ablenkung des Strahles durch den das überschüssige Betriebswasser momentan vom Laufrade abgelenkt wird.

Die Abbildung Fig. 58 zeigt das Schema der im Verfolg dieses Bestrebens entstandenen Regulierung; sie funktioniert wie folgt: Von der Turbinenwelle aus wird ein doppelter Federregulator 1 angetrieben. Dieser betätigt zwei Muffen; die untere 2 ist mit dem Hebel 3 verbunden, der mittels Steuerventiles 5 und Servomotors 6 die Einlaufdüse 7 selbsttätig verstellt. Am Hebel 3 wirkt eine Ölbremse 4 und verhindert ein rasches Steigen der Muffe 2. Dementsprechend kann die Düse 7 nur langsam geöffnet oder geschlossen werden, weshalb Wasserschläge in der Rohrleitung nicht auftreten können.

Die obere Muffe 8 des Reglers steuert mit Hilfe des Hebels 9, sowie Steuerventiles 10 und Servomotors 11 den Strahl-Ablenker 12, der in Fig. 2 der Tafel mit c gekennzeichnet ist.

Sind nur kleinere Entlastungen zu beobachten, bei denen also nur eine allmähliche Geschwindigkeitsänderung an der Turbine eintritt, so ist die Wirkung der Ölbremse fast Null. Infolgedessen bewegen sich die beiden Muffen des Reglers mit der gleichen Geschwindigkeit aufwärts. Die Folge davon ist, daß die Düse langsam um den erforderlichen Betrag geschlossen wird. Gleichzeitig bewegt sich der Strahlablenker 12 derart, daß er der Verkleinerung des Strahldurchmessers nur folgt, diesen jedoch nicht anschneidet. Hierbei treten das Rückführgestänge 13, sowie die Niederdruckscheibe 14 in Tätigkeit.

Würde dagegen einmal eine plötzliche größere Entlastung eintreten und damit eine verhältnismäßig rasche Geschwindigkeitszunahme statthaben, so würde die Reglermuffe 8 vorauseilen, weil

die Muffe 2 durch die Ölbremse am raschen Ansteigen verhindert ist. In demselben Maße aber, wie die Muffe 8 voreilt, schneidet der Steuerablenker in den Wasserstrahl ein und leitet das überschüssige Wasser vom Laufrad fort. Nach einer gewissen Zeit, deren Dauer man mit Hilfe einer Regulierschraube nach Belieben ändern kann, hat die untere Reglermuffe die obere wieder eingeholt. Währenddessen

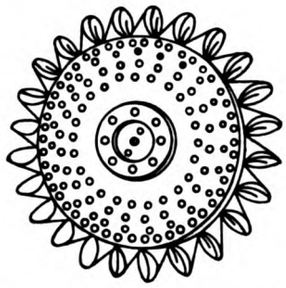


Fig. 60. Z. A.: Die 3000 PS-Löffelturbine des Arniwerkes.

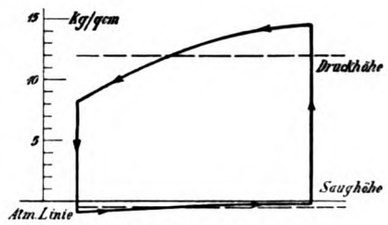


Fig. 61. Z. A.: Mitteilungen aus dem Maschinenlaboratorium usw.

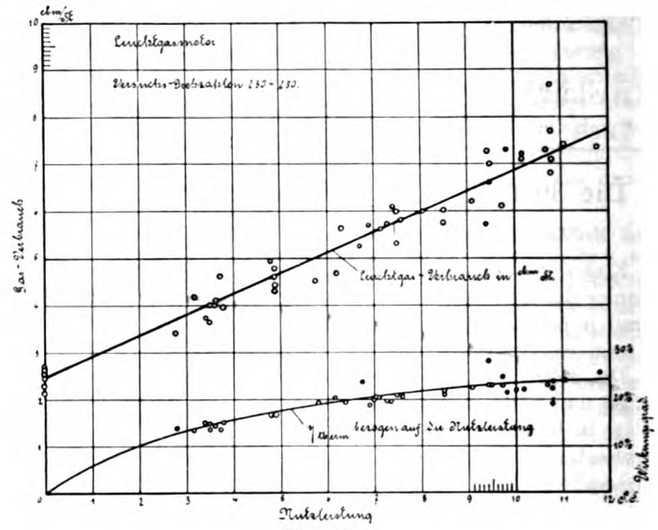


Fig. 63.

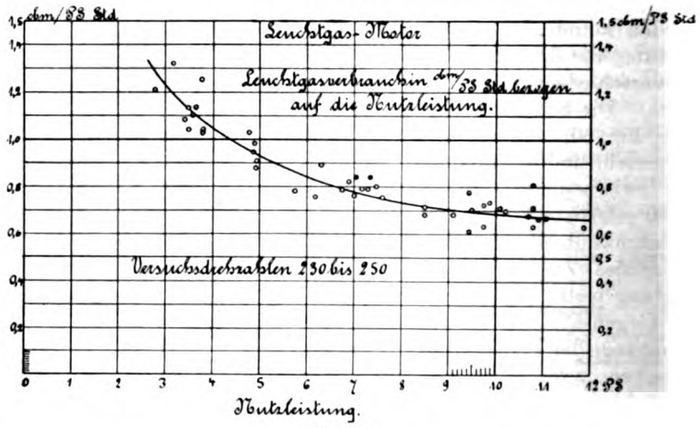


Fig. 64.

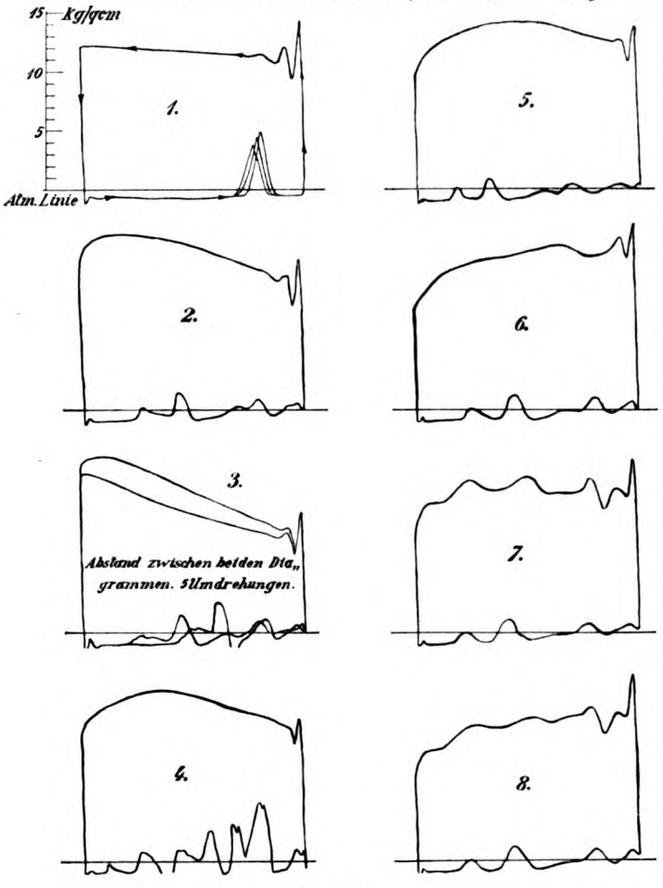


Fig. 62.

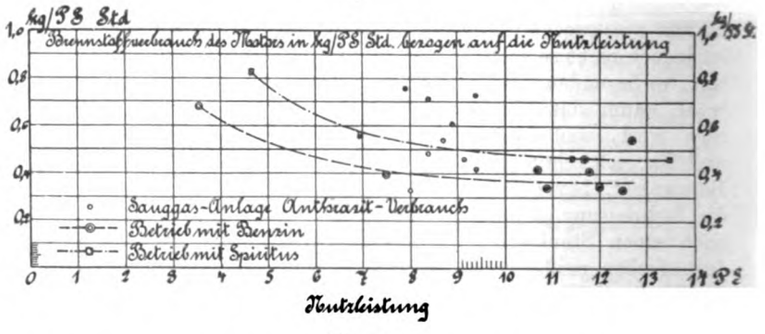


Fig. 65.

Fig. 62 bis 65. Z. A.: Mitteilungen aus dem Maschinenlaboratorium der Technischen Staatslehranstalten in Chemnitz.

Zahlentafel 2.

Versuche an der Kesselspeisepumpe, Fig. 53, Heft 14, S. 41.
(Zur Diagrammtafel, Fig. 62 gehörig.)

Diagramm Nr.	Drehzahl 1/Min.	Saugehöhe m	Kesselspannung kg/qcm	Mittlerer Luftinhalt d. Druckwindkessels beim Betrieb l	Luftinhalt Hubraum
1	165	0,85	10,8	2,92	6,6
2	165	0,60	10,6	0,70	1,58
3	160	0,67	10,2	0,65	1,47
4	160	0,81	9,8	0,56	1,27
5	160	0,75	9,8	0,43	0,97
6	160	0,78	10,4	0,06	0,14
7	160	0,82	10,0	0	0
8	160	0,89	10,0	0	0

wird die Düse dem neuen Beharrungszustand entsprechend eingestellt, zugleich aber auch die Schneide des Strahlablenkers wieder in Tangentialstellung gebracht.

Aus alledem geht hervor, daß ein Wasserverlust nur während dieser Ausgleichperiode vorhanden sein kann. Diese Periode dauert jedoch kaum länger als zehn Sekunden.

Eine weitere bemerkenswerte Eigenschaft der neuen Turbine ist unseres Erachtens schließlich noch darin zu finden, daß die Turbine, falls einmal ein Fremdkörper in die Düsennadel kommt und bei abnehmender Belastung deren Schluß verhindert, nicht etwa „durchgeht", sondern mit derselben Tourenzahl wie vorher weiterläuft. In diesem Falle tritt einfach die Strahlablenkung in Tätigkeit und leitet das überschüssige Wasser so lange seitwärts ab, bis die Störung von Hand behoben wurde.

Der normale Druckverlust der Rohrleitung ergab sich anläßlich der Abnahmeproben bei einem Bruttogefälle von 846,5 m und einer

sekundlichen Wassergeschwindigkeit von 71,81 und einem v von 0,37 m zu 0,5 m, das sind 0,06%; bei einer Wassermenge von 379,5 l in der Sekunde und einer Wassergeschwindigkeit v = 195 m erhielt man also als Druckverlust h v = 12,5, das sind 1,48%. Gewiß eine beachtenswerte Leistung.

Mitteilungen aus dem Maschinenlaboratorium der Technischen Staatslehranstalten in Chemnitz.

Von Dipl.-Ing. **Fritz L. Richter.**

Mit Abbildungen, Fig. 59 u. 61 bis 71.

(Fortsetzung aus Heft 14.)

Fig. 62 zeigt einen Diagrammsatz für verschiedenen Luftinhalt des Kessels. So gut als möglich wurde die Drehzahl hierbei konstant gehalten. Die zu Fig. 62 gehörigen Messungen sind in Zahlentafel 2 gegeben. Das Diagramm 1, bei dem der Luftinhalt des Druckwindkessels beim Betrieb das 6,6 fache des Hubraumes beträgt, zeigt bereits keinen vollkommenen Ausgleich. Der Druck steigt während des Druckhubes, also während der Auffüllung des Windkessels, bereits um 1,2 kg/qcm an. Obwohl die Saugleitung nur 1,55 m lang und die statische Saughöhe nur ganz gering ist, ist der Ansaugvorgang merklich gestört. Es erscheint etwa ein Viertel vor Hubende ein ausgesprochener Massenstoß, der in jeder Umdrehung eintritt, sich nur ein klein wenig in seiner Lage verschiebt. Bei Verringerung des Druckwindkesselinhaltes auf das 1,58fache des Hubraumes wird der Spannungsanstieg während des Druckhubes wesentlich größer; gleichzeitig erscheint in der Sauglinie ein komplizierter Schwingungsverlauf. Letzterer muß mittelbar durch die Änderung bei der Druckwirkung erzeugt sein, da am Saugvorgang nichts geändert ist. Bei der Verminderung des Druckwindkesselinhaltes auf das 1,47 fache des Hubraumes verläuft die Drucklinie immer noch schwingungsfrei, hat aber sehr deutlich das Kennzeichen eines zu kleinen Windkessels. Bei der Anfüllung desselben, also während des Druckhubes, steigt die Spannung um 6 bis 7 kg/qcm. Die Ansauglinie zeigt die alte komplizierte Schwingung. Bei weitergehender Verminderung des Druckwindkesselinhaltes auf das 1,27 bis 0,97 fache des Hubraumes tritt der maximale Druck beim Fördern nicht am Hubende, sondern etwa in der Mitte des Hubes ein. Dies ist ein Kennzeichen dafür, daß die Wassermasse in der Druckleitung in Schwingung gerät und daß die Zeit einer Schwingung etwa mit der Drehzahl der Pumpe übereinstimmt. Als Folge hiervon wird die Schwingungserscheinung in der Saugleitung wesentlich heftiger.

Wird der Druckwindkesselinhalt noch weiter verringert, so tritt während des Förderhubes ein Abfall der Spannung ein. Dieser Abfall entspricht dem Verlauf der Kolbenbeschleunigung, und würde rechnerisch die in Fig. 61 dargestellte Größe und Gestalt annehmen, wenn überhaupt keine Luftdämpfung vorhanden ist. Wenn bei den Versuchen, bei denen gar keine Luft im Kessel sich befindet, diese Gestalt nicht erreicht wird, so ist das darin begründet, daß im Wasser selbst noch einige winzige Luftblasen vorhanden sind, die als Feder wirken, und daß das Gehäuse durch seine Elastizität eine gewisse federnde Veränderung des Raumes eintreten läßt. Der Spannungsabfall beim Druckhub, der dem Fehlen eines Windkessels entspricht, verläuft in Wirklichkeit auch nicht schwingungsfrei. Die hierbei auftretende Schwingungserscheinung ist indessen nicht so heftig, als diejenige, welche bei den Diagrammen 4 und 5 vorliegt. Ist der Luftinhalt etwa gleich dem Hubraum, so liegt auch der Beobachtung nach der unangenehmste Betrieb der Pumpe vor. Der Luftinhalt des Druckwindkessels hat hierbei gerade eine derartige Größe, daß er eine Schwingung in der Druckleitung von solcher Dauer hervorruft, daß die Zeit einer Schwingung mit der Drehzahl der Pumpe übereinstimmt. Bei diesem Zustand, der sich rechnerisch verfolgen läßt, können ganz unvorherzusehende Spannungsschwankungen auftreten, die unter Umständen die ganze Leitung und mit ihr

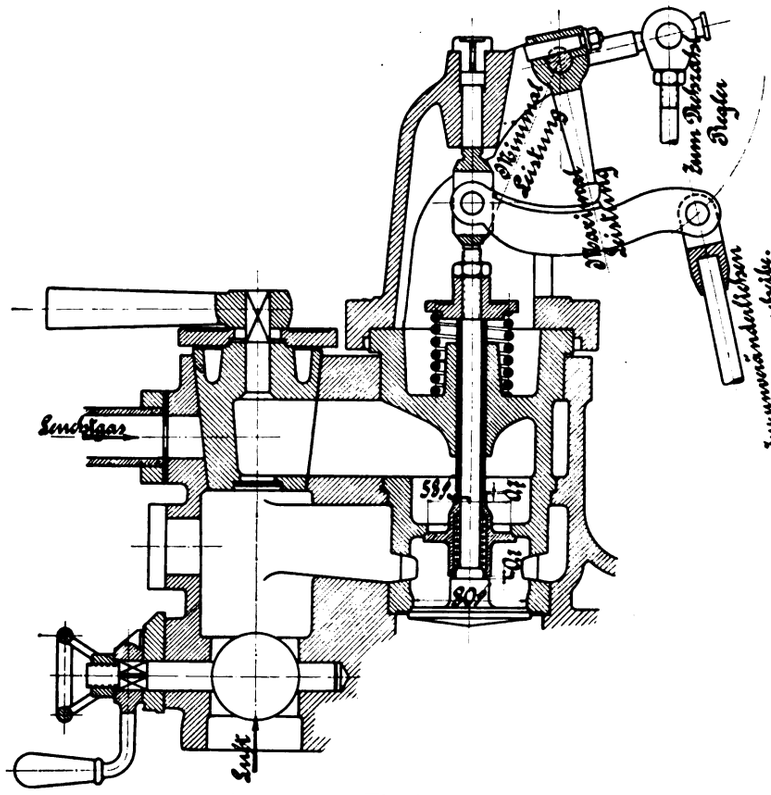


Fig. 66.

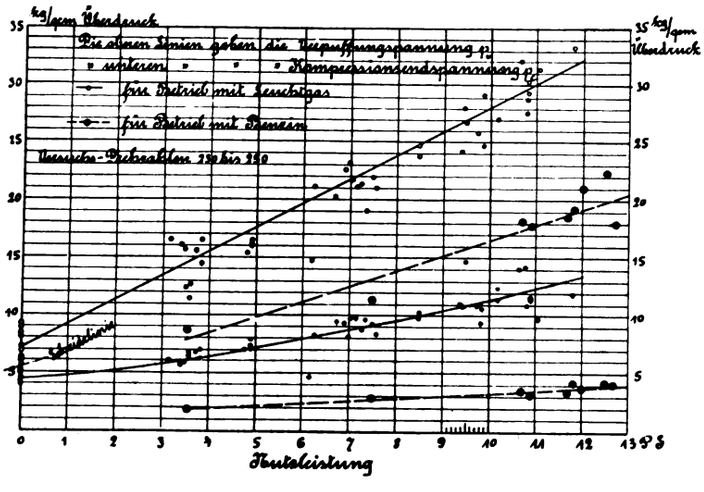


Fig. 67.

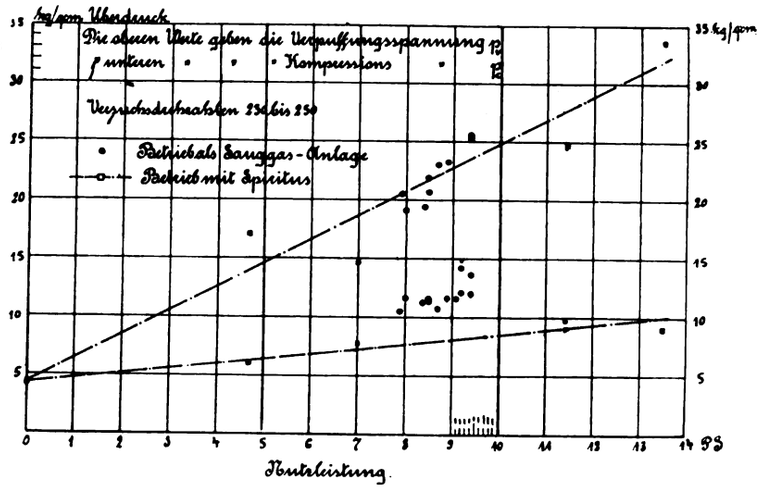


Fig. 68.

Fig. 67 u. 68. Z. A.: Mitteilungen aus dem Maschinenlaboratorium der Technischen Staatslehranstalten in Chemnitz.

das ganze Gebäude in lebhafte Erschütterung versetzen. Daß solche Schwierigkeiten bei den fraglichen Kesselspeisepumpen häufiger sind, ist bekannt. Es ist dringend zu raten, bei solchen Pumpen das Wasserstandglas am Windkessel nicht zu sparen. Ist es vorhanden, so kann man durch Aufrechthalten eines geeigneten

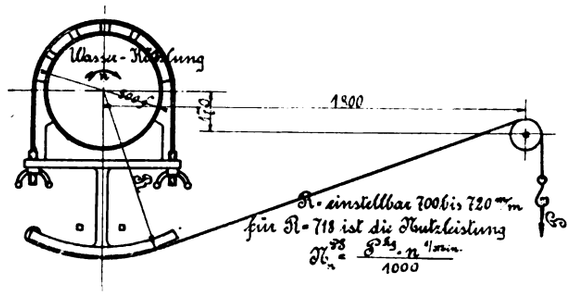


Fig. 69. Z. A.: Mitteilungen aus dem Maschinenlaboratorium der Technischen Staatslehranstalten in Chemnitz.

Luftinhaltes Erschütterungen vermeiden. Sofern dieser Inhalt durch Undichtigkeiten von einer Benutzung der Pumpe bis zur nächsten verloren geht, kann man ihn vor der neuen Einstellung des Betriebes durch vorsichtiges Schnüffeln ergänzen. Die Bedienung der in Fig. 53 dargestellten Pumpe ist seit der Anbringung des Wasserstandglases wesentlich erleichtert.

Verbrennungsmotor.

Fig. 59*) zeigt den Verbrennungsmotor des Laboratoriums, der von der Gasmotorenfabrik Deutz geliefert ist. Der Motor kann durch Verstellung des Einlaßhahnes (Fig. 66) mit Leuchtgas und als Saug-Gasmotor arbeiten. Durch Auswechselung der Einlaßorgane ist Betrieb mit flüssigen Brennstoffen, Benzin, Benzol, Spiritus möglich. Zur Bestimmung der Nutzleistung ist die mechanische, durch Wasser gekühlte Bremse vorhanden, die in Fig. 69 schematisch gezeigt ist.

Die von den Schülern vorgenommenen Untersuchungen geben ein umfangreiches Material über den Brennstoffverbrauch des Motors und seinen thermischen Wirkungsgrad, bezogen auf die abgebremste Nutzleistung. Diese Zahlenwerte sind wichtig, da in der Praxis zumeist nur die indizierte Leistung bestimmt und auf diese Brennstoffverbrauch und Wirkungsgrad bezogen wird, während die Nutzleistung in Wirklichkeit maßgebend ist. Fig. 63 und 64

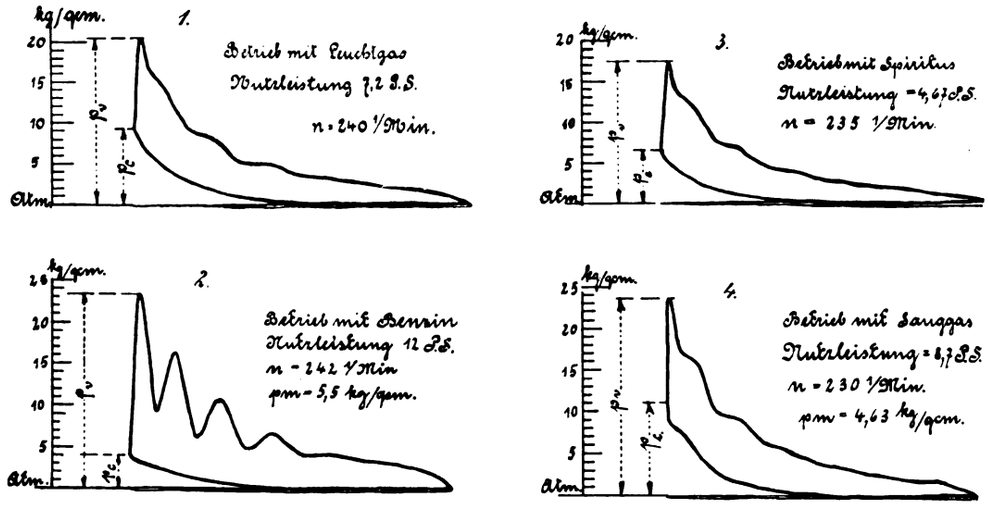


Fig. 70. Z. A.: Mitteilungen aus dem Maschinenlaboratorium der Technischen Staatslehranstalten in Chemnitz.

zeigen die Werte für Betrieb mit Leuchtgas. Obwohl die einzelnen Werte stark von einander abweichen, läßt sich recht gut eine mittlere Linie angeben. Dieselbe dürfte einmal dem mittelguten Betriebszustand des Motors und zweitens dem mittleren Heizwert des Leuchtgases entsprechen. Der letztere wird zwar gleichzeitig von den Schülern bestimmt, so daß seine Verschiedenheit aus den Werten für den thermischen Wirkungsgrad ausscheidet. Es handelt sich aber überall um Schülermessungen, so daß in der Heizwert-Bestimmung Meßfehler möglich erscheinen. Es würde zu weit führen, alle einzelnen Heizwertermittelungen für Leuchtgas zusammenzustellen. Die Ermittelung erfolgt mit dem bekannten Junkersschen Kalorimeter. Im allgemeinen schwankt der Wert für Leuchtgas zwischen 4000 und 4500 WE/cbm, bezogen auf 0° C und 760 mm Hg. Die Bedeutung der Fig. 63 und 64 dürfte darin liegen, daß die Werte einem mittleren Betriebszustand des Motors entsprechen und keine Paradeversuche darstellen.

Fig. 71 und 65 zeigen die gleichen Ergebnisse für den Betrieb des Motors mit Benzin, Spiritus und Sauggas. Im letzteren Falle kann die Sauggasmenge nicht gemessen werden. Die Angabe bezieht sich deshalb unmittelbar auf den Anthrazitverbrauch, so daß sowohl die Verluste im Motor, als diejenigen im Generator enthalten sind, also die gesamte Sauggasanlage betrachtet wird. Die Feststellungen sind für Sauggas unzuverlässig, weil durch unvermeidliche Stauungen im Schachtofen der Anthrazitverbrauch nur dann zuverlässig bestimmt werden kann, wenn der Versuch über viele Stunden ausgedehnt werden kann. Das ist aber beim Unterricht nicht möglich, weil das Anblasen des kalten Generators für die Schüler hier wesentlicher ist, als ein zuverlässiges Versuchsergebnis. Um die Brennstoffmenge einigermaßen zuverlässig

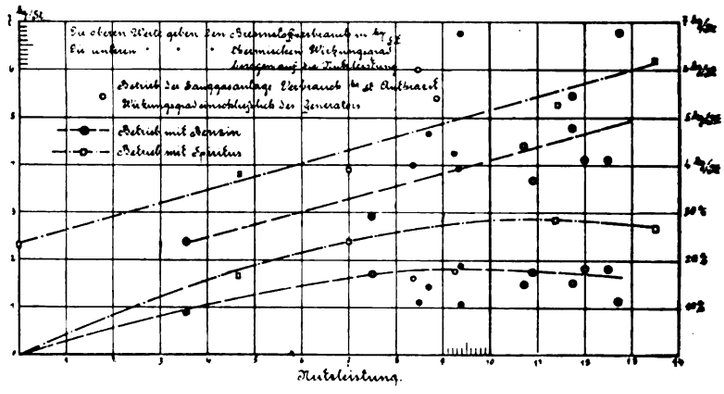


Fig. 71. Z. A.: Mitteilungen aus dem Maschinenlaboratorium der Technischen Staatslehranstalten in Chemnitz.

zu bestimmen, können nur Versuche bei voller Last vorgenommen werden. Das bringen Fig. 71 und 65 zum Ausdruck. Der gleichzeitig von den Schülern mit dem Kalorimeter bestimmte Heizwert des Sauggases schwankt zwischen 780 und 960 WE/cbm, bezogen auf 0° C und 760 mm Hg.

Der niedrige Wirkungsgrad für den Betrieb mit Benzin ergibt sich aus der wesentlich verminderten Kompression, die durch Verkürzung der Kolbenstange (Fig. 59) hergestellt wird. Die für Benzin ermittelten Heizwerte liegen zwischen 11 000 und 9100 WE/kg, die für Spiritus ermittelten zwischen 6100 und 4800 WE/kg.

Um auf die verhältnismäßig hohen Spannungen, die in einem Verbrennungsmotor eintreten, zu verweisen, werden aus den Diagrammen die Kompressionsendspannung und die Verpuffungsspannung gemessen. Die Mittelwerte der einzelnen Feststellungen sind in Fig. 67 und 68 wiedergegeben. Es ist bezeichnend, daß die Verpuffungsspannung völlig proportional mit der Nutzleistung ansteigt. Zur Ermöglichung der Betrachtung zeigt schließlich Fig. 70 einen Satz Diagramme für die verschiedenen Brennstoffe. (Fortsetzung folgt.)

*) Bei Betrieb mit Benzin wird die Länge b = 57 mm aus der Schubstange herausgenommen.

Der Benoid-Vergaser.

Mit Abbildungen, Fig. 72 bis 76.

Zusammenfassung. An Zahlenbeispielen wird der wirtschaftliche Wert des Benoid-Gasbetriebes klargelegt und gleichzeitig eine Benoid-Gasanlage mit allen ihren Nebenapparaten beschrieben. Die Zahlen beweisen die praktische Bedeutung des Verfahrens.

Zu denjenigen Einrichtungen die sich im Betriebe von Explosionsmaschinen binnen kürzester Zeit einen Namen gemacht haben, gehört der Benoid-Vergaser, eine Konstruktion der Firma Thiem & Töwe in Halle a. S.

Der Regierungsbaumeister von Glinski in Leipzig spricht sich darüber im „Organ f. d. Fortschritte des Eisenbahnwesens" wie folgt aus:*)

In den Fettgasanstalten der Eisenbahnverwaltungen werden erhebliche Mengen Kohlenwasserstoff in flüssiger Form als Nebenerzeugnis gewonnen, dessen Verwertung noch zu wünschen übrig läßt. Der gewonnene Kohlenwasserstoff hat fast denselben Heizwert wie Petroleum; er läßt sich aber wegen der in ihm enthaltenen Verunreinigungen nicht wie Petroleum ohne Weiteres in Verbrennungstriebmaschinen verarbeiten.

Da für Kraftzwecke geeignetes Petroleum mehr als 20 Pf./kg kostet, während die Eisenbahnverwaltungen nach den erzielten Verkaufspreisen für gewonnenen Kohlenwasserstoff nur 5 bis 6 Pf./kg in Anrechnung zu bringen haben, läßt die Ausnutzung des Kohlenwasserstoffes für Kraftzwecke einen erheblichen Gewinn erwarten.

Verbrennungstriebmaschinen können mit dem Kohlenwasserstoff der Fettgasanstalten betrieben werden, wenn er in geeigneter Weise vergast wird. Dies ist an manchen Stellen mit Hilfe der Benoidgas-Einrichtung geschehen.

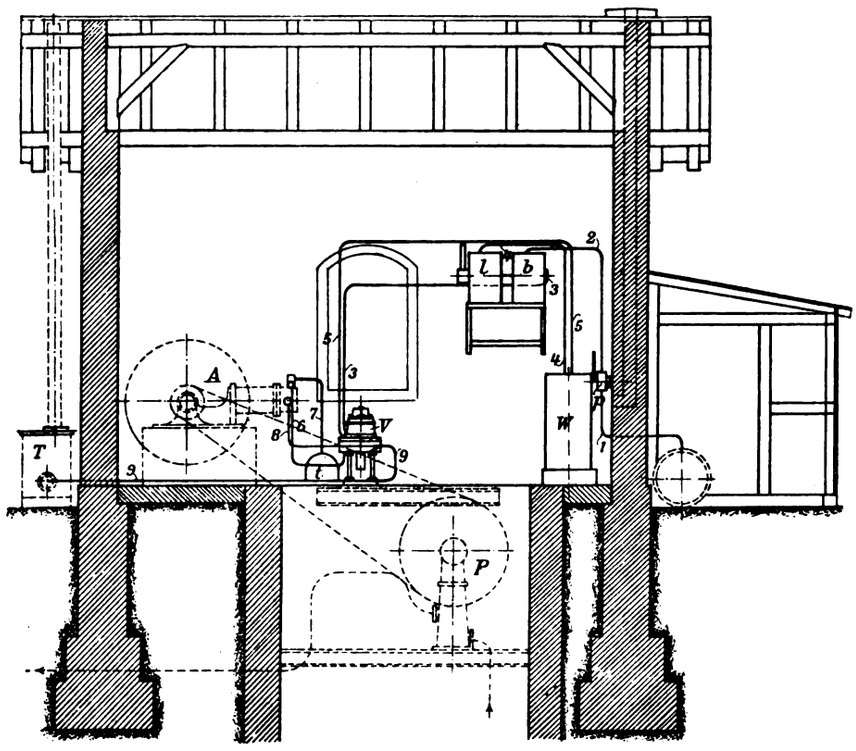


Fig. 72.

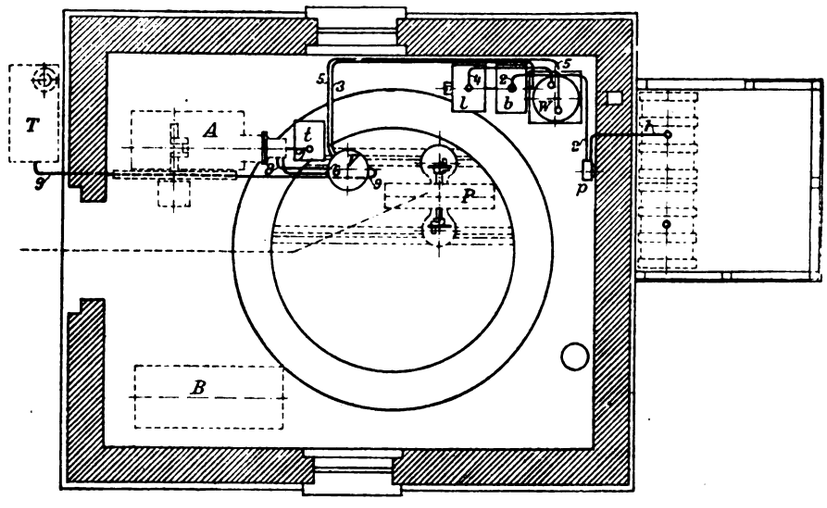


Fig. 73.

Fig. 72 u. 73. Z. A.: Der Benoid-Vergaser.

Im folgenden sollen die in der Wasserstation Pörsten aufgestellte Benoidgas-Anlage und die erzielten Betriebsergebnisse unter besonderer Berücksichtigung der Betriebskosten behandelt werden. Benoidgasanlagen sind in großer Zahl für Beleuchtung, Heizung und Kraft beispielsweise in Landhäusern, Gewerbebetrieben, Villenkolonien, kleinen Städten ausgeführt worden. Diese Verwendungszwecke haben eine auch im Eisenbahnbetriebe sehr erwünschte Durchbildung zu äußerster Einfachheit und Betriebssicherheit bewirkt.

Fig. 72 und 73 zeigen die Benoidgasanlage im Pumpenhause, Fig. 74 bis 77 die wichtigsten Vorrichtungen, den Heizstoffmesser (Fig. 74 u. 75) und den Vergaser (Fig. 76 u. 77) in größerem Maßstabe. In Fig. 72 und 73 sind die Bestandteile der Benoidgasanlage voll ausgezogen, die übrige Ausrüstung des Pumpenhauses gestrichelt.

Die Anlage hat eine Nennleistung von 4 PS. Zum Antriebe der Pumpe P hat die Triebmaschine A jedoch nur etwa 3 PS zu leisten.

Der Luftmesser l und der Heizstoffmesser b sind gekuppelt. Beide führen dem Vergaser v Heizstoff und Luft in stets gleichem Verhältnis zu. Im Vergaser v wird der Heizstoff durch die Wärme der Auspuffgase vergast.

Der Luftmesser ist genau wie ein Luftrohr mit vier Spiralflügeln gebaut, die unten in ein Gemisch von Wasser und Glyzerin tauchen. Die Luft tritt an der Achse ein, dreht die Flügel mittels der Saugwirkung der Triebmaschine A, tritt oben aus und geht über den Windkessel W, der ruhigen Gang der Messer sichert, zum Vergaser v.

Der Luftmesser l dreht den Heizstoffmesser b, dessen wesentlicher Teil ein Schöpfwerk ist; ein Schwimmer zeigt den Vorrat von Kohlenwasserstoff an; ein ins Freie geführtes Luftrohr hält übelriechende Dünste vom Maschinenraume fern.

Im Vergaser v werden Heizstoff und Luft durch einen gewundenen Kanal geleitet, der von unten durch die Auspuffgase geheizt wird. Die entstehenden Gase treten zunächst nach unten in ein Fangrohr für etwa noch unverbrannte Flüssigkeit, dann in eine mit dem Deckel verbundene Mischhaube, die ein Sicherheitsventil trägt, und gehen schließlich durch eine Bohrung im Deckel des Vergasers über die Leitung 6 durch ein Rückschlagventil zur Triebmaschine. (Bei größeren Anlagen wird nur ein Teil der Auspuffgase durch den Vergaser geleitet.)

Die Triebmaschine mußte für den Betrieb mit Benoidgas ein neues Einströmventil mit Zubehör und einen Luftsaugetopf t erhalten.

Benoidgasanlagen sind bisher bis zu 160 PS Leistung hergestellt worden.

Die Kosten für die Einrichtung der Wasserstation zum Betriebe mit Benoidgas haben rund 900 M. betragen, 700 M. für die Benoidgaseinrichtung mit Rohrleitungen und fertiger Aufstellung und 200 M. für die Änderung und Ergänzung der Triebmaschine.

*) Wir geben diesen Aufsatz hier wieder, da er einwandfreies Zahlenmaterial enthält und deshalb gerade für den Fachmann wertvoller sein dürfte, als eine einfache Beschreibung mit Überschlagsdaten.

Die Anlage ist seit November 1911 in störungsfreiem Betriebe. Der Pumpenwärter hat den Heizstoff mit der Flügelpumpe p in den Heizstoffmesser b zu füllen. Sonst hat er an der Benoidgasanlage nichts zu tun; er hat nur die Triebmaschine wie bei Gas oder Petroleum zu bedienen.

Um Betriebserschwernisse durch Rückstände in der Triebmaschine auszuschließen, wird der Vergaser v alle sieben bis zehn

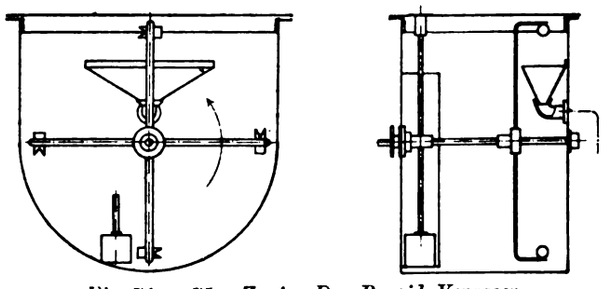


Fig. 74 u. 75. Z. A.: Der Benoid-Vergaser.

Tage gereinigt. Die Reinigung besteht in dem Auskratzen der Rückstände der Teerbestandteile des Kohlenwasserstoffes, die sich im gewundenen Kanale ansammeln. Dazu muß der Deckel des Vergasers abgeschraubt werden, was sich bequem ausführen läßt, da keine Rohre daran befestigt sind. Diese Arbeit erfordert etwa zwei Stunden. Die Reinigung der Triebmaschine geschieht ebenso oft und wie bei Petroleum.

Heizstoffkosten.

Die Wasserstation fördert jährlich in 2500 Betriebsstunden 25000 cbm Wasser; sie verbrauchte früher bei durchschnittlich 20 m Höhe des Wasserspiegels im Wasserturm über der Pumpe 0,14kg/cbm Petroleum für Triebmaschinen oder 800 M. jährlich. Jetzt werden 0,12 kg/cbm Kohlenwasserstoff verbraucht, also 3000 kg für 180 M. im Jahre. Dazu sind für Zinsen, Tilgung und Erhaltung der neu beschafften Teile je 4%, also zusammen 12% von 900 M., also 110 M. zu rechnen.

Auch die Arbeit des Pumpenwärters am Vergaser soll voll in Rechnung gestellt werden, obwohl er unter den noch zu schildernden Betriebsverhältnissen jetzt nicht mehr Lohn erhält als früher und Dienstpausen auch früher nicht voll für andere Arbeiten ausgenutzt werden konnten. Für die Reinigung des Vergasers sind bei einem Stunden lohnsatze des Wärters von 36 Pf. zu rechnen $0{,}36 \times 2 \times 52 = 40$ M. Die jährlichen Kosten des Benoidgasbetriebes sind $180 + 110 + 40 = 330$ M. Gegen 800 M. Jahreskosten für Petroleum ist also eine Ersparnis von 470 M. oder von 60% erzielt worden.

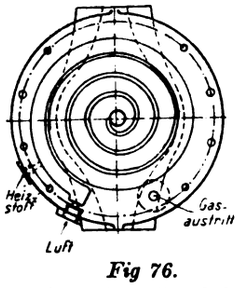


Fig 76.

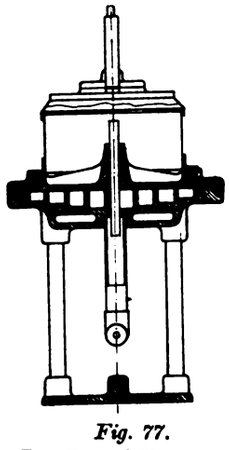


Fig. 77.

Fig. 76 u. 77. Z. A.: Der Benoid-Vergaser.

Betriebskosten im ganzen.

a) Kosten der Bauanlagen.

Pumpenhaus mit Brunnen	6500	M.
Saug- und Druckleitung bei 550 m Entfernung zwischen Pumpe und Wasserturm und 90 mm Lichtweite der Druckleitung	3900	„
Wasserturm mit Behälter von 50 cbm	5200	„
zusammen	15600	M.

b) Kosten der Einrichtung.

Bereitschaftstriebmaschine mit angebauter Pumpe	1900	M.
Neue Triebmaschine mit Pumpe	2800	„
Benoidgasanlage	900	„
zusammen	5600	M.

Die Heizstoffkosten sind oben angegeben.

Schmierölverbrauch jährlich 100 kg zu 40 M.

Bedienung: Der Pumpenwärter arbeitet täglich zwei Stunden im Bahnhofsdienste und acht im Pumpenhause. Wegen der geringen Behältergröße, der schwankenden Wasserentnahme und der erheblichen Entfernung zwischen Wasserturm und Pumpenhaus kann die Pumpe nicht ohne ständige Wartung laufen. Der Wärter wird so gut wie möglich für Nebenarbeiten, besonders Klempnerarbeiten, ausgenutzt, doch sind etwa sechs Stunden für den Pumpenbetrieb und zwei für Nebenarbeiten zu rechnen. An 32 Sonn- und Festtagen muß ein Ablöser gestellt werden. Die Bedienungskosten betragen demnach:

$$0{,}36 \times 6 \times (365 + 32) = 860 \text{ M.}$$

An Zinsen, Tilgung und Erhaltung sollen für die Bauanlagen 8%, für die Einrichtung 12% eingesetzt werden.

I. Betriebskosten bei Betrieb mit Petroleum.

Petroleum	800	M.
Schmieröl	40	„
Bedienung	860	„
Zinsen, Tilgung, Erhaltung, 8% von 15600 M. für die Bauanlagen	1250	„
12% von 4700 M. für die Einrichtung	560	„
im ganzen	3510	M.

oder 14 Pf. für 1 cbm Wasser.

II. Betriebskosten bei Betrieb mit Kohlenwasserstoff.

Kosten des Benoidgasbetriebes nach obigem	330	M.
Schmieröl, wie unter I.	40	„
Bedienung, wie unter I.	860	„
Zinsen, Tilgung, Unterhaltung wie unter I.	1250	„
	560	„
im ganzen	3030	M.

oder rund 12 Pf. für 1 cbm Wasser.

Durch die Ausnutzung des Kohlenwasersstoffes ist also eine Ersparnis von rund 13% an Betriebskosten erzielt worden.

Notiz.

Schmelzen von Zinnkrätzen in kleinen Mengen.

Der hohe Preis des Zinn ist die Ursache, daß man sparsam damit umgeht. Alle die sich mit der Verzinnung befassen, oder mit Zinnlot, Babbitmetall, Britanniametall oder anderen Zinnlegierungen arbeiten, haben auch Zinnkrätze, die einen verhältnismäßig hohen Wert besitzt. Man kann nun wenigstens einen Teil des Zinn mittels des Schwitzverfahrens wieder gewinnen

Das Gekrätz besteht aus einem Metallgemisch, in der Regel in Form von kleinen Kügelchen und Oxyd. Diese Gemengteile variieren in weiten Grenzen, da man beisp. beim Abschäumen leicht zuviel Metallguß vergeuden kann, so daß das Gekrätz so aussieht, als ob es ganz aus Metall bestände.

Zum Ausschwitzen bringt man das Gekrätz in eine eiserne Pfanne, welche man in geneigter Stellung anordnet, so daß das Metall nach dem Schmelzen an einer Stelle ablaufen kann. Unter der Pfanne wird ein Feuer nnterhalten und das Gekrätz eine Zeit lang erhitzt. Wenn es so heiß geworden ist, daß das Zinn schmilzt, wird die Masse mit einem Eisenstab umgerührt, damit sich die kleinen Zinnkügelchen vereinigen. Das Umrühren wird wiederholt, bis sich alle Metallkügelchen vereinigt haben. Die entstandene Masse läuft in einen Topf ab.

Die Masse, welche in der Pfanne zurückbleibt, ist Oxyd, und muß in einem Flammofen geschmolzen werden, welcher mit weicher Kohle und einem Zuschlag oder Flußmittel zwecks Reduzierung des Oxydes zu Zinnmetall beheizt wird. Ein solcher Ofen ist jedoch teuer.

Reines Zinnoxyd wird, wenn es frei von metallischem Zinn ist, 78% Zinn enthalten, während das feine Gekrätz infolge der Beimengung von kleinen Zinnmetallkügelchen einen höheren Prozentgehalt an Zinn aufweist. Wenn man den Preis in Betracht zieht, der von Metallschmelzereien, die sich mit derartigen Arbeiten befassen, gezahlt wird, so wird man erkennen, daß ein Einschmelzen von Zinnkrätze in kleinen Mengen nicht nutzbringend ist.

Pusch.

August 1913.

Der prakt. Kraftmaschinenbau und -Betrieb

Branchen-Ausgabe II des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur".

Schriftleitung: Ingenieur **F. Wilcke**, Leipzig.

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Die nom. 500 PS Heißdampf-Verbund-Lokomobile

Bauart Lanz

auf der Internationalen Baufach-Ausstellung zu Leipzig.

Mit Abbildungen, Fig. 78 bis 84.

Zusammenfassung. Es wird die von Lanz z. Zt. in Leipzig ausgestellte nom. 500 PS ortsfeste Lokomobile beschrieben. Diese ist als Verbund-Heißdampf-Lokomobile mit Kondensation und liegendem Lanz-Röhren-Feuerbüchskessel gebaut und mit Lentz-Ventilsteuerung, sowie Achsenregler versehen. Der Überhitzer ist in der Rauchkammer untergebracht und werden beide Lanzschen Überhitzerformen beschrieben, obgleich nur der eine derselben in die Ausstellungsmaschine eingebaut ist.

Zu den interessantesten Schaustücken in der Hauptmaschinenhalle der Weltschau für das Bau- und Wohnwesen zu Leipzig gehört die ortsfeste Heißdampf-Verbund-Lokomobile der Firma Heinrich Lanz in Mannheim.

Die Lokomobile besitzt eine Normalleistung von 400 PS, vermag auf die Dauer eine grösste Leistung von 465 PS zu entwickeln, kann vorübergehend aber auch mit 525 PS beansprucht werden.

Trotzdem an dieser Stelle schon verschiedentlich über die Lanzschen Konstruktionen berichtet wurde, sieht sich der Schreiber dieses doch gezwungen, auch bei diesem Berichte auf Einzelheiten einzugehen. Zunächst aber sei darauf hingewiesen, dass Heißdampf-Verbund-Lokomobilen der in Leipzig gezeigten Art, überall da, wo der Abdampf zu Heizzwecken benutzt werden soll, oder das erforderliche Kühlwasser nicht beschafft werden kann, weiter auch die Anlage eines Kühlwerkes nicht möglich ist, selbst bei Betrieb mit Auspuff noch gute Dienste leisten werden. Auch bei Zwischendampfentnahme ist die Lokomobile zu brauchen.

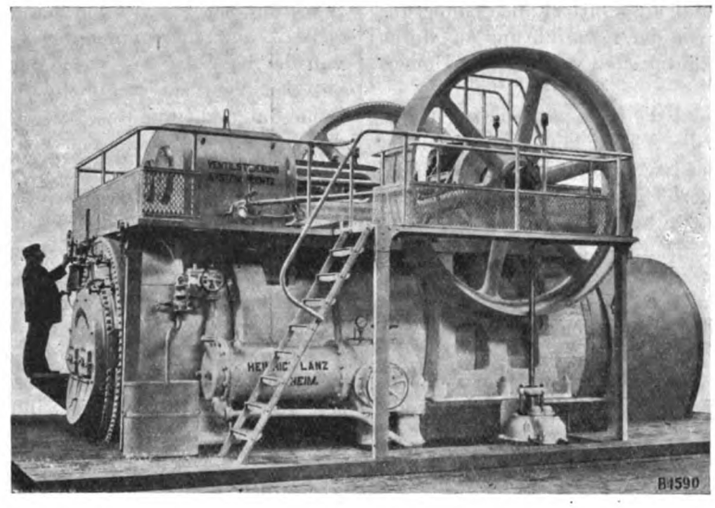


Fig. 78. Z. A.: Die nom. 500 PS Heißdampf-Verbund-Lokomobile Bauart Lanz auf der Internationalen Baufach-Ausstellung zu Leipzig.

Die Hauptdaten der Lokomobile sind folgende:

Normalleistung	400 PS
Größte Dauerleistung	465 PS
Vorübergehende maximale Leistung	525 PS
Anzahl der Schwungräder	2
Durchmesser der Schwungräder	3 m
Breite der Schwungräder	550 mm
Tourenzahl	170 in der Minute
Größte Länge der Lokomobile	7,81 m
Größte Breite der Lokomobile	4,9 m
Höhe bis zur oberen Kante der Schwungräder	4,3 m

Regulator: Achsen-Regler, Bauart Lentz,
Dichtung: Metalldichtung, Bauart Lentz,
Überhitzer: Rohrüberhitzer, Bauart Lanz, in der Rauchkammer
Schmiereinrichtung: für die Hauptlager Kettenschmierung, für die beweglichen Teile Dauerschmierung.

Dampfverbrauch:	nach Prof. Grassmann	3,37 kg pro PS-St.
	nach Prof. Schröter	4,43 kg pro PS-St.
Kohlenverbrauch:	nach Prof. Grassmann	0,366 kg pro PS-St.
	nach Prof. Schröter	0,5 kg pro PS-St.

Der Unterschied im Gesamtaufbau der Lanzschen gegenüber den sonstigen Lokomobilen liegt in dem eigenartiegn Zusammenbau von Kessel und Dampfmaschine. Beide sind nämlich nicht untrennbar mit einander vernietet, sondern sie sind derart zusammengefügt, daß Maschine und Kessel sich unabhängig von einander ausdehnen können. Dampfzylinder, Kreuzkopfführungen und Lagersattel sind durch die an dieser Stelle schon beschriebene Lanzsche Strebestangenverbindung so in Zusammenhang gebracht worden und befestigt, daß dadurch eine in sich vom Kessel unabhängige Dampfmaschine geschaffen ist, deren bearbeitete Tragflächen auf am Kessel angenieteten (vgl. Fig. 79) gehobelten Stahlblechträgern ruhen, und durch wenige leicht lösbare Schrauben mit diesen verbunden sind. Bei dieser Art des Aufbaues kann sich der Kessel frei nach allen Richtungen hin ausdehnen, ohne den richtigen Zusammenbau der darauf montierten Dampfmaschine zu stören. Weiter aber fallen auch hier die gefährlichen Beanspruchungen fort, denen der Kessel mit seinen Nietnähten durch die in der Maschine arbeitenden Kräfte dauernd da ausgesetzt ist, wo solche Strebestangen fehlen, wo also Zylinder und Lagersattel mit dem Kessel durch schwere Flanschen unmittelbar verbunden sind.

Die Kurbelwellenlagerung ruht bei den Lokomobilen von mehr als 400 PS mittels eines Ständers aus Gußeisen unmittelbar auf dem Fundament, so daß der Kessel weiter nichts als den Dampfzylinder zu tragen hat. Auch bei der Ausstellungsmaschine wurde diese normale Ausführung für Lokomobilen von 400 PS an beibehalten, so daß die Lagerung der Kurbelwelle auf besonderen, den Kessel umgreifenden gußeisernen Ständern erfolgt ist (vgl. Fig. 78).

Der Wert jener Bauweise ist darin zu suchen, daß durch sie die unveränderte Lage der Kurbelwelle gesichert ist. Man kann jetzt beisp. mit ihr eine Transmission, oder das Verlängerungsstück einer Welle zu einseitigem Abtrieb der ganzen Kraft, oder eine Dynamomaschine direkt und starr kuppeln, wodurch in betriebstechnischer Hinsicht ein nicht zu unterschätzender Vorteil gegenüber der sonst üblichen elastischen Kupplung erreicht ist (vgl. Fig. 79). Die schädlichen Räume sind infolge der Anordnung der Ventile an den Zylinderenden auf ein geringes Maß vermindert. Die Bohrungen für die Ventilspindeln befinden sich unterhalb des Zylinders, sie sind so genau gearbeitet, daß sich die Ventile und Spindeln untereinander auswechseln lassen. Nach den mir gemachten Mitteilungen soll man weiter festgestellt haben, daß eine Abnutzung der Bohrungen erfahrungsgemäß ebensowenig eintritt, wie eine solche der Spindeln.

Das Gehäuse für die Steuerwelle liegt rechtwinklig zu den langen Führungen der Ventilspindeln; da es mit dem Dampfzylinder nicht unmittelbar zusammenhängt, ist eine Übertragung der Wärme vom Zylinder wohl ausgeschlossen. Tatsache soll sein, daß sich das Schmieröl in dem Steuerwellengehäuse monatelang unverändert erhält.

Das Triebwerk besteht aus Kolben mit Kolbenstange, Kreuzkopf, Pleuelstange und Kurbelwelle mit Schwungrad und Antriebs-

scheibe. Der Kolben ist mit selbstspannenden Ringen versehen, deren weiche Federung einen dauernd dichten Schluß bei geringer Abnutzung gewährleistet. Für die Kolbenstangen wurde Gußstahl benutzt, auch wurden sie geschliffen. Die Kreuzköpfe sind aus Tiegelstahl und laufen in ausgedrehten Rundführungen. Die Gleitschuhe lassen sich nachstellen und sind mit Weißmetall gefüttert. Der gehärtete stählerne Kreuzkopfbolzen ist ebenfalls geschliffen. Die Pleuelstangen haben zweiteilige nachstellbare Lager. Die

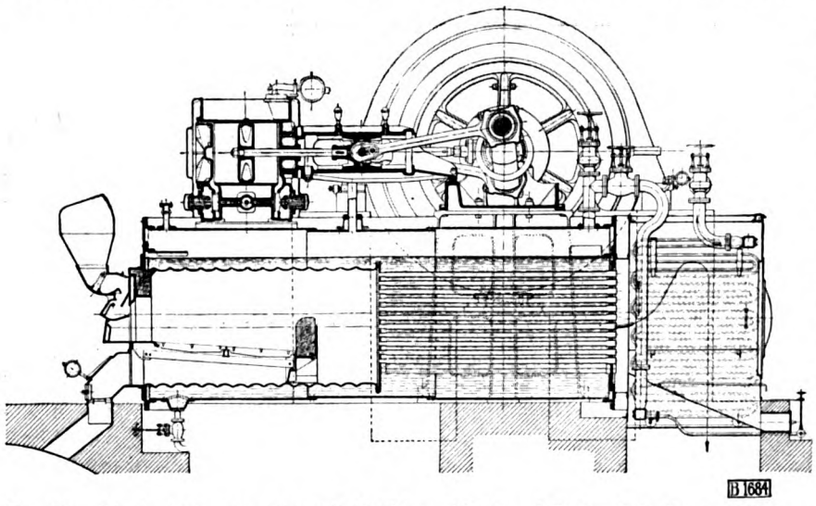


Fig. 79. Z. A.: Die nom. 500 PS Heißdampf-Verbund-Lokomobile Bauart Lanz.

Kurbelzapfenlager sind mit Weißmetall ausgefüttert, die Schmierung erfolgt durch Schleuderringe bzw. von der Rundführung aus durch feststehende Schmiergefäße. Ein Schutzkasten verhütet das Umherspritzen des Öles.

Sehr beachtenswert ist weiter auch die Lanz patentierte Kurbelwellenlagerung, bei der vor allen die schädlichen Wirkungen der Kesselwärme ausgeschaltet sind. Der Lagersattel ruht nämlich nicht unmittelbar auf dem Kessel, sondern auf mit diesem vernieteten Stützen aus Stahlblech, welche nicht imstande sind, die Kesselwärme auf die Lager zu übertragen. Da diese Lagerung gleichzeitig durch die schon erwähnten Verbindungsstangen mit dem Dampfzylinder fest zusammenhängt, so sind die Stützen keinerlei weiteren Beanspruchungen ausgesetzt, sie haben lediglich das Gewicht des Lagersattels und der Schwungräder zu tragen.

Wie man aus Fig. 78 erkennt, ist die Kurbelwelle nur zweimal, aber in ungewöhnlich breite Lager gebettet, deren Schalen mit Weißmetall ausgegossen sind. Die Schmierung erfolgt selbsttätig und zuverlässig durch zwei bzw. vier breite aus Messingblech gestanzte Ketten; diese fördern das Öl, ähnlich Elevatoren, in starkem Strom aus der Ölkammer in die Lager und aus den Lagern fließt es später wieder zurück in die Ölkammer. Schaulöcher an den Deckeln der Lager gestatten es, das Arbeiten der Kettenschmierung jederzeit zu überwachen. Da die Stahlblechstützen, die den Lagersattel tragen, die Wärme des Kessels nur in geringem Maße auf die Lager überleiten, bleiben diese stets kühl, ein Umstand, der besonders für das Überwachen der Lager von Wert ist.

Die Ventilsteuerung Bauart Lentz, die an der Lokomobile zur Anwendung gekommen ist, kennzeichnet sich vor allem dadurch, daß sie keine Getriebeteile, wie Gelenke, Hebel usw. aufweist, die ausgeschaltet werden müssen. Bei ihr bewegt sich lediglich eine Rolle auf einer Anhubbahn. Mit Rücksicht auf diese Einfachheit konnte man es riskieren, die Steuerung in den Raum zwischen Kessel und Zylinder (vgl. Fig. 79 und 81) einzubauen, der andernfalls unausgenutzt geblieben sein würde. Man erzielte so zugleich bautechnisch und wärmetechnisch eine Anzahl Vorteile. Die Zufuhr des Dampfes wurde günstig, da sie von unten erfolgen konnte; die Entwässerung war auf natürlichem Wege durchzuführen. Der ungeschickte Steuerkasten der alten Steuerungen mit seiner seitlichen großen Ausladung fiel fort und damit die Wärmeverluste, wie solche aus der Ausstrahlung durch die größeren Flächen sich ergeben. Weiter kamen die Ventile jetzt in einer günstigeren Lage an den Enden des Zylinders zu liegen, womit die schädlichen Räume klein ausfielen. Des Ferneren sind für Dampf-Ein- und -Auslaß getrennte Wege vorhanden und, was besonders wichtig ist, die Einlaßkanäle werden ständig nur von Heißdampf, die Auslaßkanäle nur von abgekühltem Dampf umspült, im Gegensatz zu den Schiebersteuerungen, deren gemeinsame Ein- und Auslaßkanäle in schnellem Wechsel überhitzten und abgekühlten Dampf aufnehmen müssen.

Fig. 80 zeigt die herausgenommenen Steuerungsteile in ihrer Zusammengehörigkeit. Ventil S, Steuerwelle A und Ventilspindeln T sind in geschlossene Bohrungen des Zylinders so eingebaut, daß sie vor Staub und Schmutz geschützt, nichtsdestoweniger jedoch leicht zugänglich und herausnehmbar sind. Die Ventile stellen sich ihrer Bauart nach als vom Dampfdruck entlastete Doppelsitzventile von geringem Eigengewicht dar; ihre mit Labyrinthdichtungsnuten versehenen hohlen Spindeln T sind horizontal in den entsprechenden Bohrungen des Zylinders dampfdicht geführt.

Der Antrieb der Ventile erfolgt paarweise durch Steuerdaumen C, von der in der Zylindermitte liegenden Steuerwelle A aus; diese empfängt ihrerseits durch das Exzenterpaar E von der Kurbelwelle aus eine schwingende Bewegung. Indem die auf den Ventilspindeln befindlichen Rollen abwechselnd auf den Steuerdaumen auflaufen bzw. von ihm ablaufen würden, werden die Ventile gehoben und gesenkt und damit der betr. Dampfkanal geöffnet bzw. geschlossen.

Der Schluß der Ventile erfolgt selbsttätig unter dem Einfluß des geringen Überdruckes, den der Dampf auf die kleine Fläche auszuüben vermag, die sich aus der Differenz der beiden Ventildichtungsflächen ergibt. Dieser Überdruck wird durch kleine Federn, die in abnehmbaren Hauben untergebracht sind, ergänzt. Da beim Anheben der Ventile vom Regler bzw. den Steuerungsteilen nur dieser geringe Überdruck zu überwinden ist, erscheint eine nachweisbare Abnutzung ausgeschlossen. Der Kraftbedarf der Ventilsteuerung Bauart Lentz ist infolge des minimalen Gegendruckes beim Öffnen der Ventile gering und damit wird der Wirkungsgrad der Maschine gegenüber Schiebersteuerungen nicht unerheblich verbessert.

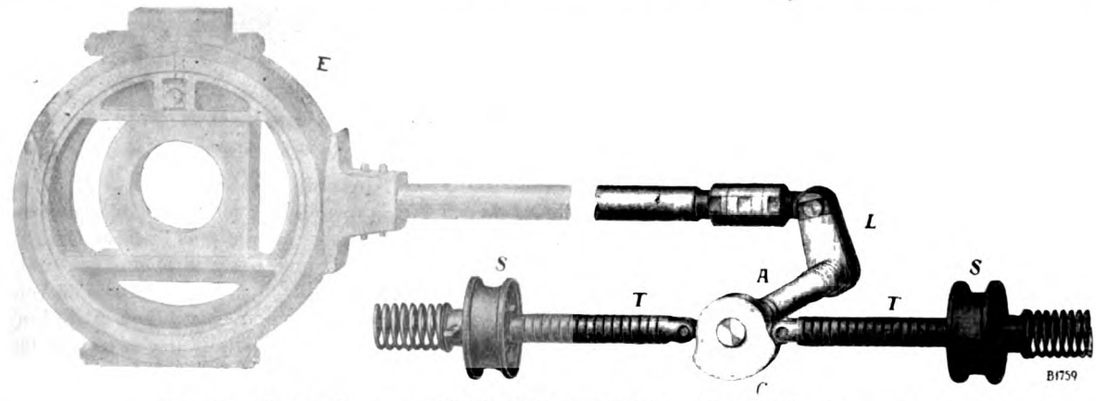


Fig. 80. Z. A.: Die nom. 500 PS Heißdampf-Verbund-Lokomobile Bauart Lanz.

Der an der Maschine zur Anwendung gekommene Achsenregler Bauart Lentz kennzeichnet sich durch eine verhältnismäßig sehr präzise Wirkung, die selbst bei starken Belastungsschwankungen noch sicher eintritt. Sein wesentlichstes Merkmal ist der Beharrungsring, der die Fliehkraftwirkung der Schwunggewichte unterstützt. Der Beharrungsring steht mit den Pendelgewichten und dem Reglerexzenter durch eine Feder in gelenkiger Verbindung und überträgt

selbst die kleinste Änderung der Umlaufzahl sofort auf die Steuerung. Die Feder ist eine sog. kreisförmige, welche durch einen Stellstift das Einstellen der Umlaufzahl von Hand erlaubt. Allerdings läßt sich die Tourenverstellung auch so umändern, daß die Einstellung durch ein feststehendes Handrad während des Betriebes vorgenommen werden kann.

Verbundmaschinen so großer Leistung wie die in Leipzig sollten weiter stets mit Kondensation arbeiten. Dort wo Wasser, das keine groben Säuren oder Salze enthält, zur Verfügung steht, wird man Einspritzkondensation wählen, die für die PS-Stunde etwa 150 bis 200 l Wasser erfordert. Ist dagegen nur salzhaltiges Wasser zu haben und kann gutes Wasser für die Kesselspeisung nur schwer beschafft werden, so benutzt man Oberflächenkondensation. Zum Heraufschaffen des Kühlwassers bedient man sich einer für sich angetriebenen Zentrifugalpumpe. Zur Entfernung des Kondensates dient die durch Exzenter unmittelbar von der Maschinenwelle aus angetriebene Luftpumpe. Die bei dieser anstelle der früheren Gummiklappen eingebauten Metallventile sind so angeordnet, daß sie von außen bequem zugänglich sind.

Die Lokomobile ist weiter mit zwei getrennten Speisevorrichtungen versehen. Während die eine mit der Maschine arbeitet, also eine normale Speisepumpe ist, ist die zweite ein Injektor. Jede der Speiseeinrichtungen hat ihr eigenes Speiseventil. Um die Leistung der Speisepumpe dem Verbrauch der Lokomobile jeweils bequem anpassen zu können, ist ein Umlaufhahn vorgesehen, ebenso schützt ein Sicherheitsventil in der Speiseleitung die Pumpe und Leitungen vor der Beschädigung im Falle einer Unachtsamkeit des Maschinisten.

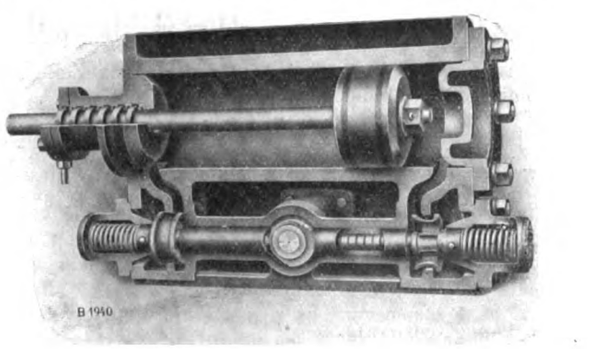


Fig. 81. Z. A.: Die nom. 500 PS Heißdampf-Verbund-Lokomobile Bauart Lanz.

Der der Lokomobile beigegebene Speisewasser-Vorwärmer wird durch den Abdampf geheizt und bringt das Speisewasser, ehe es in den Kessel gelangt, auf eine Temperatur von etwa 80° C.

Der Dampfkessel ist entsprechend den Bestimmungen des neuen Kesselgesetzes gebaut, und gehört der Gruppe der ausziehbaren Röhrenkessel an, wie solche ja seit Jahren bei den Lanzschen Lokomobilen zur Anwendung kommen. Ein Teil der Rohre wurde mit Gewinde in die beiden Rohrwände eingeschraubt, um als Ankerrohre zu dienen, die übrigen Rohre wurden eingewalzt. Alle Rohre aber sind in einem derartigen Abstand voneinander angeordnet, daß nach dem Ausziehen des Bündels auch die inneren Rohre von Kesselstein befreit werden können. Daß sich die zwischen den Ankerrohren liegenden Rohre leicht einzeln herausnehmen und nach dem Reinigen wieder einsetzen lassen, versteht sich von selbst. Es ist das ein Vorteil, der da verloren geht, wo sämtliche Rohre mit Gewinde in die Rohrwände eingeschraubt sind.

Zum Ausblasen benutzt Lanz einen patentierten Rohrbläser. Durch diesen wird in einem selbsttätig von Rohr zu Rohr wandernden wuchtigen Strahl Heißdampf von der Feuerung her, also mit der Richtung des Zuges, durch die Röhren getrieben und diese so in kurzer Zeit gereinigt. Der Wert dieser Art der Einwirkung des Dampfes liegt m. E. darin, daß durch die blasende Wirkung des Dampfes der Zug im Kessel verstärkt, d. h. die Dampfbildung selbst während der Rohrreinigung nicht gestört wird.*)

*) Bei einigen anderen Kesselsystemen bläst man die Rohre von der Rauchkammer, also von der Rückwand des Kessels, aus. Der Dampfstrahl bewegt sich dabei entgegengesetzt den Rauchgasen, macht also das gerade von ihm durchspülte Rohr unwirksam. Damit schwächt er zugleich, und wenn auch nur in geringem Maße, die Leistung des Kessels, ebenso aber werden beim Ausblasen der Rauchrohre von der Rauchkammer her, unter Umständen Rauch und Gas in das Maschinenhaus geblasen. Dazu kommt schließlich, daß, wie der Unterzeichnete aus eigener Erfahrung weiß (vgl. F. Wilcke, „Der praktische Heizer", III. Auflage), diese Form der Reinigung sehr oft gänzlich versagt.

Der Überhitzer hat bei der Leipziger Lokomobile die Form Fig. 82, d. h. er ähnelt einem aus Rohrspiralen geformten Hufeisen; für kleinere Lokomobilen wird er nach Fig. 83 ausgeführt. In beiden Fällen aber besteht der Überhitzer aus einem zweiteiligen Korb paralleler, horizontal verlaufender Rohrschleifen, die oben und unten in verschiedene Dampfsammelrohre münden. Sowohl der runde Überhitzer als auch der hufeisenförmige wird so in die Rauchkammer eingebaut, daß die Zugänglichkeit der Rauchrohre in keiner Weise gefährdet erscheinen.

Beim runden Überhitzer schließt, wie Fig. 84 zeigt, eine leicht aushebbare Einsetztrommel den Überhitzer gegen das Innere der Rauchkammer ab, so daß den Heizgasen ein bestimmter Weg vorgeschrieben ist. Bei Lokomobilen mit auf die Rauchkammer unmittelbar aufgesetztem Blechkamin ziehen die Heizgase aus den Heizrohren nach unten, teilen sich dann nach rechts und links und umspülen die Schlangen des Überhitzers in der Richtung nach oben, um schließlich in den Kamin abzuziehen. Der Kesseldampf wird in diesem Falle oben in den Überhitzer geleitet, durchströmt die Rohre des Überhitzers von oben nach unten und gelangt dann als überhitzter Dampf aus dem unteren Sammelrohr in den Hochdruckzylinder. Dampf- und Heizgase bewegen sich also im Gegenstrom.

Bei mittleren und größeren Lokomobilen werden die Heizgase, nachdem sie den Überhitzer verlassen haben, nach unten in einen Rauchkanal und dann in den neben der Lokomobile aufgestellten Schornstein geleitet. In diesem Falle ist die Einsatztrommel umgekehrt eingesetzt, d. h. die Heizgase bewegen sich zunächst nach oben und umspülen dann die Überhitzerschlangen in der Richtung nach unten. Der Dampf tritt von unten in den Überhitzer und strömt nach oben wieder ab, d. h. auch bei dieser Überhitzerbauart ist das Gegenstromprinzip gewahrt.

Hergestellt ist der Überhitzer aus gezogenen Stahlrohren, ebenso sind alle Überhitzerrohre in horizontalen Schleifen angeordnet, die stetig nach oben ansteigen, so daß sich an keiner Stelle Wassersäcke bilden können. Das Niederschlagwasser des Überhitzers fließt von selbst nach seiner tiefsten Stelle, dem unteren Dampfsammelrohr, und wird dort mittels Hahnes abgelassen.

Bei den größeren Überhitzern ist der untere Teil zu einer Art Sammelkammer für Flugasche ausgebildet; diese gleitet auf einer schiefen Ebene zu einer Entnahmestelle und ist von dort selbst während des Betriebes bequem zu entfernen. Die schiefe Ebene enthält eine Klappe, die von außen betätigt werden kann, und durch welche die Heizgase ganz oder nur zum Teil in den Rauchkanal geleitet werden. Dadurch wird es möglich, selbst während der Anheizperiode den Überhitzer ganz oder teilweise auszuschalten, bzw. die Höhe der Überhitzung zu regulieren, falls dieses in einzelnen Fällen und bei besonderen Betriebsverhältnissen wünschenswert sein sollte.

Auf die Lentz-Metalldichtung wird der U. in einer besonderen Abhandlung zurückkommen. F. W.

Ergänzungen zur Theorie der Turbine für elastische Treibmittel.*)

Von **Konrad Baetz,** Dipl.-Ing., Professor an der deutsch-chines. Hochschule zu **Tsingtau.**

(Fortsetzung und Schluß aus Heft 5.)

Für die Addition aller p_m ist ferner zu beachten, daß die p_x sich durch eine geometrische Reihe darstellen lassen, deren Summe wegen des kleinen Wertes von q bei genügend großer Zellenzahl der einen Radhälfte, sehr nahe gleich der Summe einer unendlich fallenden geometrischen Reihe ist, so daß unter Ausscheiden des konstanten Faktors: $\frac{1}{k-1} \cdot \frac{1-q^{k-1}}{q^{-1}-1}$ der totale Arbeitsdruck für das ganze Rad sich aus der Be-

*) Vgl. die entsprechenden Abhandlg. in früheren Heften d. „P. M. K.",

ziehung ergibt: $P = \frac{2}{k-1} \cdot \frac{1-q^{k-1}}{q^{-1}-1} \cdot \frac{p_1}{1-q^k}$.

Ist nun F der Zellenquerschnitt normal zu den Zellenwänden an der Eintrittsstelle des Treibmittels in die Zellen, α der Neigungswinkel der Zellenwände an dieser Stelle und c die Umfangsgeschwindigkeit des Rades, so ist dessen Leistung:

$$L = 2 \cdot F \cdot c \cdot \cos\alpha \cdot \frac{1}{k-1} \cdot \frac{1-q^{k-1}}{q^{-1}-1} \cdot \frac{p_1}{1-q^k}.$$

Diese Formel gestattet die Berechnung der Leistung einer Maschine lediglich aus den Abmessungen einer Zelle, aus den Konstanten q und k und aus dem Füllungsdruck in der ersten Radzelle.

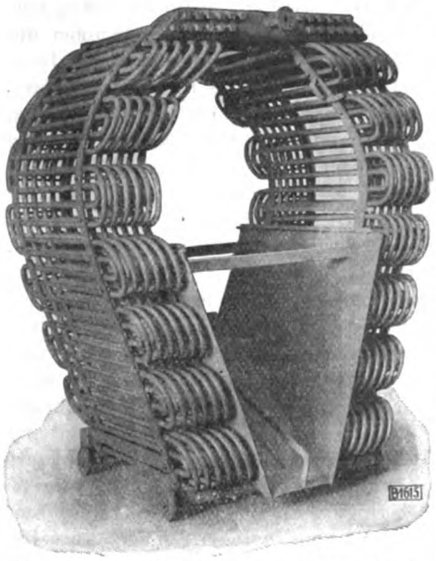


Fig. 82. Z. A.: Die nom. 500 PS Heißdampf-Verbund-Lokomobile Bauart Lanz.

Zum weiteren Eindringen in die tatsächlichen Vorgänge beachte man noch, daß die dem Treibmittel unter dem Einfluß des Druckgefälles erteilte Geschwindigkeit sich sofort beim Eintritt in die Zellen zum Teil auf die Zellenwände überträgt, während die dann noch vorhandene Relativgeschwindigkeit in der Zelle zur Kompression des Inhalts aufgebraucht wird. Das in der Zelle vorhandene Gasquantum nimmt also beim Eintritt des zufließenden Treibmittels an Volumen ab, welcher Volumänderung gerade die Schubarbeit entspricht. Diese Volumänderung findet in allen Zellen ziemlich in gleichem Verhältnis statt, bei der Füllung unter Abnahme, bei der Entleerung unter Zunahme des Volumens des Zelleninhaltes. Dabei basiert das ganze Arbeitsverfahren eben darauf, daß die den Molekeln durch die Expansion erteilte Strömungsenergie sofort an der Erzeugungsstelle auch wieder aufgebraucht wird.

Die ganze in den früheren Aufsätzen gegebene Theorie beruht übrigens, wie besonders hervorgehoben werden muß, darauf, daß das aus den Zellen unter Expansion austretende Treibmittel absolut genommen, das heißt als auf den Ort in der Maschine bezogen und unter Vernachlässigung der nebensächlichen Konvektionsströmung zur vollständigen Ruhe kommt, ebenso wie auch das einströmende Treibmittel trotz der ihm für den Eintritt erteilten Beschleunigung ebenso absolut genommen (trotz der Bewegung der Zellen und der relativen Bewegung in den Zellen) beim Eintritt wieder in eine, wenn auch nur momentane Ruhe übergeht. Hierin liegt der springende Punkt des ganzen Arbeitsverfahrens — es beruht in letzter Linie darauf, daß die Gasmolekel wie elastische Bälle so lange zwischen schräg gestellten Wänden (s. Fig. 29, Heft 5, Skz. 2) hin und hergeworfen werden, bis sie an die nach zwei verschiedenen Richtungen bewegten Wände ihre totale Schwingungsenergie abgegeben haben. Daß dabei (die Molekularbewegung als einfache Schwingungsbewegung gedacht) zwischen der Schwingungszahl der Bälle und dem Fortschreiten der Wände bestimmte innere Beziehungen bestehen müssen, ist leicht einzusehen.

Zur Berechnung der notwendigen Umfangsgeschwindigkeit des Rades sind die Beziehungen klar zu legen, welche zwischen der Absolutgeschwindigkeit, der Umfangsgeschwindigkeit und der Relativgeschwindigkeit bestehen. So lange die Zelle keine Neigung gegen den Radumfang besitzt, ist die Absolutgeschwindigkeit gleich der Umfangsgeschwindigkeit und die Relativgeschwindigkeit gleich Null. Indem sich die Zelle in diesem Fall nach links um ein ds mit der Geschwindigkeit c bewegt, muß dann eben soviel Treibmittel aus der Zelle expandierend austreten, daß die ausgetretene Schicht F · ds gerade zur Ruhe kommt, d. h. der von der Zelle in jedem Augenblick freigegebene Raum muß im selben Augenblick vom ausströmenden Treibmittel erfüllt sein. Ebenso muß bei der Füllung der durch die Vorwärtsbewegung der Zellen freiwerdende Raum gerade durch nachgeschobenes (aus den Leitkanälen ausströmendes) Treibmittel ersetzt werden. Daraus folgt natürlich bei unter dem Winkel α schräg zum Umfang liegenden Eintrittsquerschnitt die einfache Forderung, daß die Relativgeschwindigkeit zur Zelle beim Eintritt $c \cdot \cos\alpha$ sein muß.

Denn ist F der Strömungsquerschnitt normal zu den Zellenwänden, so ist das frei werdende Volumen während einer Verschiebung des Radumfangs um ds $F \cdot ds \cdot \cos\alpha$, wobei die verstrichene Zeit dieselbe ist. Ist also $\frac{ds}{dt} = c$, so hat sich F um $\frac{ds}{dt} \cdot \cos\alpha$, also um $c \cdot \cos\alpha$ bewegt.

Diese Relativgeschwindigkeit ergibt sich nun tatsächlich aus der bereits früher entwickelten Theorie. Bedeutet nämlich v_{x+1} das spezifische Volumen in irgend einer Zelle, so gilt $v_{x+1} = \frac{V}{G}$, wenn V das Volumen der Zelle, G das Gewicht des Zelleninhalts bedeutet. Ist das spezifische Volumen in der benachbarten Zelle v_x kleiner und bedeutet s die der Volumenänderung entsprechende Relativverschiebung des Eintrittsquerschnittes F in der Zelle so gilt:

$$v_x = \frac{V - F \cdot s}{G} = v_{x+1} - \frac{F \cdot s}{G}, \text{ woraus } s = \frac{G}{F}(v_{x+1} - v_x).$$

Führt man statt des spezifischen Volumens die spezifischen Gewichte ein, so gilt auch: $s = \frac{G}{F} \cdot \frac{\gamma_x - \gamma_{x+1}}{\gamma_x \cdot \gamma_{x+1}}$,

woraus mit: $G = V \cdot \gamma_{x+1}$, $s = \frac{V}{F} \cdot \left(1 - \frac{\gamma_{x+1}}{\gamma_x}\right) = \frac{V}{F}(1-q)$,

weil die Änderung der spezifischen Gewichte von Zelle zu Zelle einer geometrischen Reihe entspricht, deren Quotient

$$q = e^{-\frac{F}{V} \cdot \cos\alpha \cdot a}$$

gesetzt werden kann. a ist die Zellenteilung. Aus diesem Quotient folgt aber durch die Entwicklung nach der Reihe e^x in erster Annäherung:

$$a = (1-q)\frac{V}{F} \cdot \frac{1}{\cos\alpha}$$

(denn $q = 1 - \frac{F}{V} \cdot \cos\alpha \cdot a$).

Diese Entwicklung ist zulässig, weil der Exponent $\frac{F}{V} \cdot \cos\alpha \cdot a$ stets kleiner als $\frac{1}{2}$ ist. Die Zeit, die das Rad braucht, um den Weg der Zellenteilung a zurückzulegen, ist nun dieselbe, wie zur Überwindung des Relativweges s.

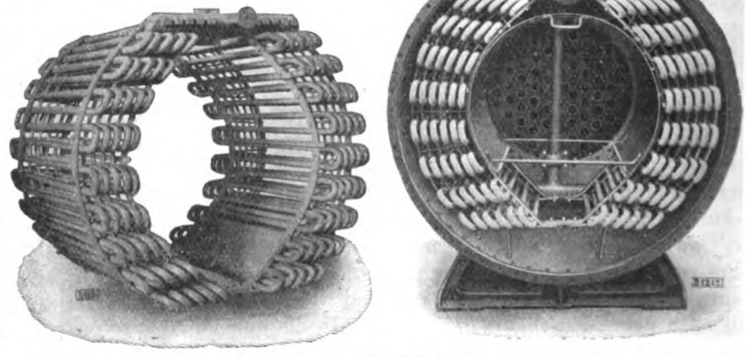


Fig. 83 u. 84. Z. A.: Die nom. 500 PS Heißdampf-Verbund-Lokomobile Bauart Lanz.

Erstere aber ist $t = \frac{a}{c}$, wobei c die Umfangsgeschwindigkeit des Rades bedeutet. Demnach ist die Relativgeschwindigkeit:

$$r = \frac{s}{t} = \frac{\frac{V}{F}(1-q)}{\frac{a}{c}} = \frac{\frac{V}{F}(1-q) \cdot c}{\frac{V}{F}(1-q) \cdot \frac{1}{\cos\alpha}} = c \cdot \cos\alpha,$$

was zu beweisen war.

Die Absolutgeschwindigkeit berechnet man dann nach dem Cosinussatz (s. Fig. 29, Skz. 2) wie folgt:

$$w^2 = c^2 \cdot \cos^2\alpha + c^2 - 2c \cdot \cos\alpha \cdot c \cdot \cos(180 - \alpha)$$

$$= c^2 + 3c^2 \cdot \cos^2\alpha = c^2(1 + 3\cos^2\alpha) \text{ oder } c = \frac{1}{\sqrt{1 + 3\cos^2\alpha}} \cdot w.$$

Ist der Neigungswinkel der Zellenwand dann z. B. $= 30^0$, so wird: $\cos\alpha = \frac{1}{2}\sqrt{3}$, also $c = \frac{1}{\sqrt{1 + 3 \cdot \frac{13}{4}}} \cdot w = 0{,}556\ w.$

Da aber die mittlere Strahlrichtung wegen der Krümmung des Rades und der notwendigen endlichen Dicke der Zellenwände in Wirklichkeit einen kleineren Winkel mit dem Radumfang bildet, so wird der Nenner etwas größer und damit die Umfangsgeschwindigkeit ziemlich genau $\frac{w}{2}$.

Auf der Austrittsseite des Rades muß das Treibmittel einmal die vorhandene Umfangsgeschwindigkeit c verlieren und andererseits, damit es den Raum der schräg forteilenden Zelle gerade erfüllt, eine Geschwindigkeit $\frac{c}{\operatorname{tg}\alpha}$ besitzen, welche zum Radumfang normal gerichtet ist. Die resultierende Ausflußgeschwindigkeit berechnet sich dann nach dem pythagoräischen Lehrsatz:

$$w^2 = c^2 + \frac{c^2}{\operatorname{tg}\alpha} = c^2 \cdot \frac{\operatorname{tg}^2\alpha + 1}{\operatorname{tg}^2\alpha} = \frac{c^2}{\cos^2\alpha} \cdot \frac{\cos^2\alpha}{\sin^2\alpha} = \frac{c^2}{\sin^2\alpha},$$

woraus $c = w \cdot \sin\alpha$.

Mit $\alpha = 30^0$ folgt dann $c = \frac{w}{2}$, also genau, wie auf der Eintrittsseite.

Der Einfluß der Zentrifugalwirkung kann dabei vernachlässigt werden, weil die Beschleunigung, welche sie dem ausfließenden Treibmittel erteilt, zur entsprechenden Druckentwicklung auf der Einströmungsseite gerade wieder verbraucht wird. Dagegen darf die Strömungsgeschwindigkeit, welche das Treibmittel in den Leitkanälen notwendig besitzen muß, nur dann vernachlässigt werden, wenn diese mit sehr großem Querschnitt ausgeführt werden, womit natürlich die Strömungsgeschwindigkeit entsprechend klein wird. Je größer diese Geschwindigkeit wird, umsomehr wird sich auch die Wirkungsweise der Turbine der einer gewöhnlichen Aktionsturbine nähern.

Von besonderer Wichtigkeit ist noch die Frage nach dem günstigstem Neigungswinkel der Zellenwände. Man kann den Neigungswinkel der Zellenwände sogar gleich dem der Eintrittskanäle machen, woraus man erkennt, daß es möglich ist, die gewöhnlich in Turbinen beabsichtigte, einfache Aktionswirkung des stoßfrei eintretenden Strahles an den Zellenwänden überhaupt auszuschließen. Strömt jetzt das Treibmittel in die Zellen, während sich diese mit großer Geschwindigkeit bewegen, so wird doch eine dem Strahldruck und der Verzögerung des eintretenden Treibmittels entsprechende Stoßkraft auf das Rad übertragen. Hierbei erkennt man, daß eine genaue Berechnung des Vorganges nur durch bestimmte Annahmen über die in der Gasmasse vorhandene Molekularbewegung möglich sein wird.

Ist der Neigungswinkel der Zellenwände gegen den Radumfang normal gerichtet, so wird die Schubarbeit und die einfache Aktionswirkung eine nur gemeinsam zu ermittelnde Größe. Die aufgestellte Gleichung für das Druckgefälle verliert aber gleichzeitig ihre Bedeutung, und die Umfangsgeschwindigkeit wird nur vom Winkel des Eintrittskanals und den Raumverhältnissen der Zellen abhängig.

Der günstigste Zellenwandwinkel ist natürlich nur durch Versuche zu bestimmen, er dürfte aber bei 30^0 liegen.

Für die Beurteilung der Maschine ist schließlich noch besonders wichtig die Temperaturänderung des Treibmittels in den Zellen.

Unter der Annahme adiabatischer Expansion und Kompression gilt die Beziehung: $\frac{T_x}{T_{x+1}} = \left(\frac{p_x}{p_{x+1}}\right)^{\frac{k-1}{k}}$

Nun ist nach früheren Entwicklungen:

$$\frac{p_x}{p_{x+1}} = q^{-k} = e^{\frac{F \cdot a \cdot \cos\alpha}{V} \cdot k}.$$

Also auch: $\frac{T_x}{T_{x+1}} = e^{\frac{F \cdot a \cdot \cos\alpha}{V} \cdot (k-1)} = q^{-(k-1)}.$

Berechnet man daher für das früher gegebene Zahlenbeispiel der Maschine für Wasserdampf von 10 at. Admissionsspannung die Temperaturen in den einzelnen Zellen unter der Annahme des Wertes $k = 1{,}1$, so findet man, daß die Zahlen für die Druckabnahme und die Temperaturabnahme mit den Dampftabellen hinreichend übereinstimmen.

Tabelle.

Druckabnahme											
Quotient der Reihe $\frac{1}{1{,}65}$.	10	6,06	3,68	2,22	1,35	0,82	0,496	0,3	0,182	0,11	0,067
Abs. Temperatur berechnet Quotient der Reihe 0,959	451,9	433	415	397	380	364	348	334	320	306	292
Temperatur nach der Dampftabelle	451,9	431	413	396	380,5	366,15	353,9	341,7	331	318,6	—

Die berechneten Werte nehmen für die höheren Drucke allerdings etwas langsamer, für die tieferen etwas zu rasch ab. Es ist aber zu bedenken, daß eben k für Wasserdampf kein konstanter Wert ist und vor allem bei nassem Dampf von der spez. Dampfmenge abhängt.

Bringt man die Gleichung für die Temperaturänderung in die Form: $T_x = c \cdot \gamma_x^{k-1}$, welche für die Adiabate durch die bekannten Umsetzungen leicht zu finden ist, so folgt durch Differenzieren: $dT = c \cdot (k-1) \cdot \gamma^{k-2} \cdot d\gamma$ und unter Benutzung der Ausgangsfunktion auch: $dT = T(k-1) \cdot \frac{d\gamma}{\gamma}$.

Bedenkt man, daß das Gewicht des Treibmittels in einer Zelle $G = V \cdot \gamma$ ist, so folgt auch: $G \cdot dT = V \cdot T(k-1) \cdot d\gamma$.

Berücksichtigt man weiter die Beziehung:

$$k = \frac{c_p}{c_v},\ c_p - c_v = A \cdot R \text{ und } T = \frac{p \cdot v}{R},$$

so läßt sich auch schreiben: $G \cdot dT = V \cdot \frac{p \cdot v}{R} \cdot \frac{A \cdot R}{c_v} \cdot d\gamma$

oder: $c_p\, G\, dT = A \cdot V \cdot k \cdot p\, v\, d\gamma$.

Nun ist aber die Umfangsgeschwindigkeit des Rades direkt abhängig von der Ausflußgeschwindigkeit des Treibmittels. Letztere ist aber für das kritische Druckgefälle, welches in der Maschine stets in Betracht kommt durch die Beziehung $\frac{c^2}{2g} = k \cdot p \cdot v$, aus dem Zustand des Treibmittels zu berechnen. Für die Idealmaschine ist aber die Umfangsgeschwindigkeit gleich der Ausflußgeschwindigkeit, so daß für diese: $c_p\, G\, dT = A \cdot \frac{c^2}{2g} \cdot V \cdot d\gamma$

oder weil c und V Konstante: $G\, c_p\, dT = A\, d\left(\frac{c^2}{2g} \cdot V\gamma\right)$,

d. h. die totale Abkühlung des Quantums in der Zelle ist stets gleich der Abnahme der lebendigen Kraft des in Bewegung begriffenen Treibmittels, die eben dadurch eintritt, daß die bewegte Masse durch die Ausströmung abnimmt oder umgekehrt: Die Zunahme des Wärmeinhalts ist gleich der Zunahme der lebendigen Kraft des in Bewegung befindlichen Treibmittels, die durch die Verdichtung desselben bewirkt ist.

Diese Aussage ist natürlich nichts anderes, als ein besonderer Ausdruck des Energieprinzips.

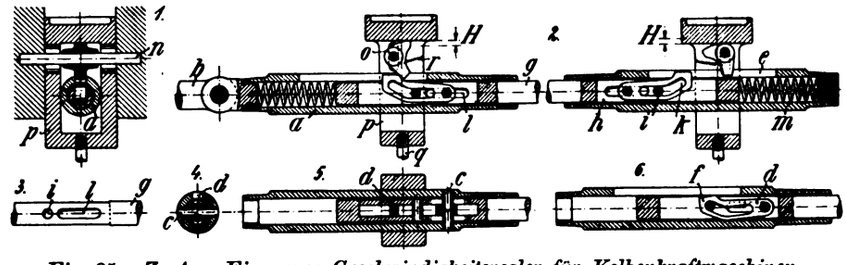


Fig. 85. Z. A.: Ein neuer Geschwindigkeitsregler für Kolbenkraftmaschinen.

Ein neuer Geschwindigkeitsregler für Kolbenkraftmaschinen.

Mit Abbildungen, Fig. 85 u. 86.

Zusammenfassung. Beschrieben ist ein Regler, der mit der über dem Arbeitszylinder mittels Exzenter, Hebel und Pleuelstange hin und her bewegten Steuerstange in Verbindung steht. Der Regler reguliert für beide Zylinderseiten einzeln, ebenso soll eine Rückwirkung der Steuerung auf den Zylinder so gut wie ausgeschlossen sein. Der Auspuff wird hier durch den Kolben selbst gesteuert, kann aber auch durch Aufsetzen eines dritten Ventiles auf den Zylinder geregelt werden.

Während bei den bisher gebräuchlichen Regulatoren die Ventile von Dampf- und Gasmaschinen usw. durch Fliehkraftgewichte beeinflußt werden, ist, wie das Internationale Patentbureau Ingenieur Carl Fr. Reichelt in Berlin mitteilt, letztens ein Regler patentiert worden, der mit der über dem Arbeitszylinder mittels Exzenter, Hebel und Pleuelstange hin- und herbewegten Steuerstange in Verbindung gebracht ist.

Dies geschieht in der Weise, daß in der hohlen Steuerstange eine Reglerstange gelagert ist, die in Schlitzen bewegliche Kurvenstücke aufweist. Bei Überschreiten einer gewissen Geschwindigkeit werden diese entsprechend verstellt, indem die Reglerstange bei Richtungswechsel der Bewegung der Steuerstange weiter geschleudert wird und die sich entgegensetzende Kraft von Federn überwindet, wodurch der Ventilhub entsprechend verkleinert wird.

Die Steuerstange a, Fig. 85 u. 86, wird über dem Arbeitszylinder mittels Exzenter, Hebel und Pleuelstange b in hin- und hergehender Bewegung erhalten; sie ist hohl und weist an jedem Ende einen fest gelagerten Stift c auf, an welchem ein Kurvenstück d drehbar gelagert ist. Ferner ist die Stange a an jedem Ende mit einem Schlitz e versehen, für den Durchtritt des Kopfes f des Kurvenstückes. In der Höhlung der Steuerstange a befindet sich die Reglerstange g, die an jedem Ende einen durchgehenden Schlitz h zur Aufnahme der Kurvenstücke, sowie einen festen Stift i besitzt. Die Stifte i gleiten in den Kurvenschlitzen k der Kurvenstücke d.

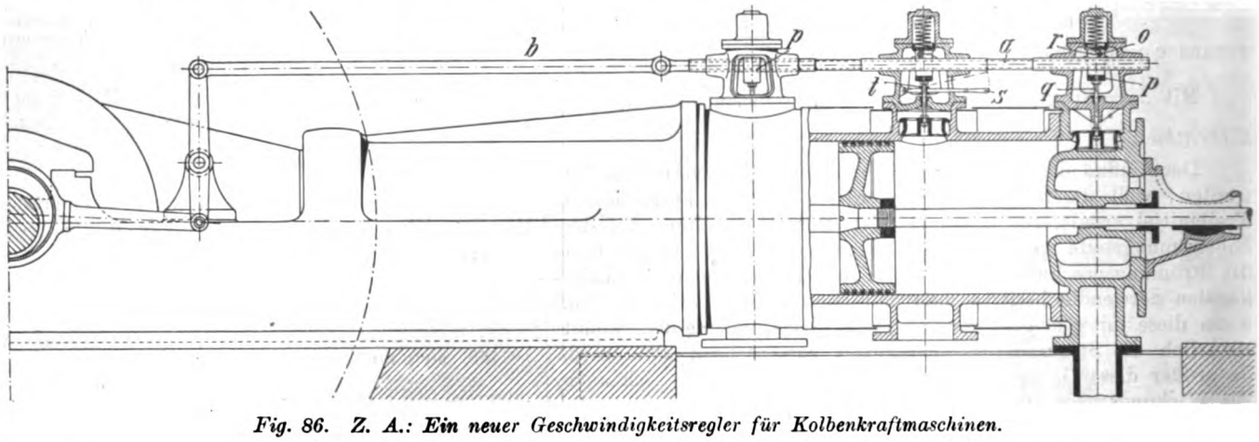


Fig. 86. Z. A.: Ein neuer Geschwindigkeitsregler für Kolbenkraftmaschinen.

Ferner sind die Enden der Reglerstange g mit Längsschlitzen l für den Durchtritt der Stifte c versehen. Auch wird die Reglerstange durch zwei Schraubenfedern m in der Mittellage erhalten. Bei der Verschiebung der Reglerstange in der Längsrichtung werden die Stifte i die Kurvenstücke d abwechselnd heben und senken.

Des weiteren ist in dem Ventilgehäuse eine Achse n gelagert, um welche ein Daumen o beweglich ist. Der Schlitten p, in den von unten die Ventilstange q eingeschraubt ist, steht unter Federbelastung und besitzt einen offenen Raum für den Durchgang der Steuerstange a. Die Daumen werden bei den Hin- und Herbewegungen der Steuerstange von den Kurvenstücken d wechselweise umgekippt, von der Feder r wieder aufgerichtet und bei der Rückbewegung um die Achse n nach oben gedreht, so daß die Schlitten p gehoben werden. Nach vollendetem Hub werden die Schlitten o durch Federbelastung des Ventils wieder in die untere Lage gedrückt, sie heben und senken sich also wechselweise. Der Hub H ist in Skz. 2, Fig. 85 mit strichpunktierten Linien angedeutet.

Die Wirkungsweise der Vorrichtung ist folgende:

Bei mäßiger Geschwindigkeit der sich hin- und herbewegenden Steuerstange a hat die Trägheit der Reglerstange g nicht die Kraft, dieselbe nach Beendigung jedes Hubes noch weiterzuschleudern, da sich dem die Spannung der Federn m entgegensetzt. Bei zunehmender Tourenzahl wird die Schleuderkraft so groß, daß die Reglerstange g die Federkraft überwindet und noch etwas weiter fliegt, wobei die Kurvenstücke d von den Stiften i heruntergeholt werden. Dies geschieht bei Richtungswechsel der Bewegung der Steuerstange. Da aber das Anheben des Ventils gleich darauf, nach Richtungswechsel der Bewegung, stattfindet, so hatte die Reglerstange g noch nicht Zeit, in ihre vorige Lage zurückzukehren, d. h. die Kurvenstücke wieder aufzurichten, somit wird der Hub der Ventile jetzt ein kleinerer sein. Skz. 6, Fig. 85 zeigt die Stellung auf Nullfüllung.

Es ist ohne weiteres klar, daß während des Ganges der Maschine die Reglerstange abwechselnd nach vorn und hinten geschleudert wird, um die erforderliche Füllung einzustellen, und daß die Empfindlichkeit des Reglers durch entsprechende Wahl der Federn und Vermehrung oder Verminderung des Gewichtes der Reglerstange verändert werden kann.

Als Vorteil dieses Reglers ist hervorzuheben, daß er für beide Kolbenseiten einzeln reguliert, während ein Zentrifugalregulator nur auf die Summe beider Füllungen einwirkt. Eine Rückwirkung der Steuerung auf den Regler ist so gut wie ausgeschlossen, da die Kräfte der Ventilhebung in der Hauptsache von den Stiften c aufgenommen werden. Der Auspuff wird wie üblich durch den Kolben selbst gesteuert, kann aber auch durch Aufsetzen eines dritten Ventils auf den Zylinder (zwischen den Einlaßventilen) bewirkt werden. Auf die Art wird der schwere Kolben der Schlitz-Auslaßsteuerung vermieden und das Auspuffventil von derselben Stange (a) gesteuert.

Während bei der alten Gleichstrommaschine der nicht regulierbare Auspuff einen stoßenden Gang erzeugte, wird dieser Nachteil durch das „dritte" Ventil vermieden, weil dadurch der Auspuff regulierbar ist. Ferner wurde bisher alles Schmieröl, das am Boden des Zylinders vom Kolben hin- und hergewegt wird, durch jene Schlitzsteuerung vom Vakuum abgesaugt, was übrigens auch bei allen anderen Steuerungen der Fall ist, da die Organe für den Auspuff immer unten angeordnet waren. Im vorliegenden Falle hingegen besitzt der Zylinder außer den Sicherheitsventilen unten keine Öffnungen und wird somit das Öl gründlich verbraucht. Die Schmierung erfolgt nur in der Mitte des Zylinders an dessen kältester und zugleich der Stelle, wo die Geschwindigkeit des Kolbens am größten ist, so daß also das Öl durch die Überhitzung nicht viel zu leiden hat. Durch den neuen Regler stellt sich die Maschine auch im Preise etwas billiger, da der Regler direkt in die Steuerung eingebaut ist und deshalb jedes Gestänge zur Verbindung und Regulierung wegfällt.

Schließlich ist noch hervorzuheben, daß die Gleichstromdampfmaschinen, um ein leichtes Anlassen zu ermöglichen, an jedem Zylinderende ein weiteres Ventil hatten, durch welches der schädliche Raum vergrößert werden konnte. Diese Ventile haben den Zweck, die hohe Kompression beim Anlassen zu vermindern und werden, wenn die normale Tourenzahl erreicht ist, geschlossen. Eine besondere Einrichtung ermöglicht es, diese Ventile wegzulassen, was zur Vereinfachung der Zylinderdeckel beiträgt. Diese Einrichtung besteht gemäß Fig. 86 darin, daß ein Hebel s, der mittels Muffe t an der Ventilstange des Auspuffventils angreift, das letztere während des Anlassens dauernd hochhebt, so daß der Auspuff vom Kolben gesteuert wird. Ist dann die normale Tourenzahl erreicht, so wird dieser Hebel ausgerückt und der Auspuff wird jetzt von der Steuerstange betätigt.

Oktober 1913.

Der prakt. Kraftmaschinenbau und -Betrieb

Branchen-Ausgabe II des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur".

Schriftleitung: Ingenieur **F. Wilcke**, Leipzig.

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Kuppelstangenantrieb

Bauart Brown, Boveri & Cie.

für elektrische Lokomotiven mit hochgelagerten Antriebsmotoren.

Mit Abbildungen, Fig. 87 u. 88.

Zusammenfassung. Beschrieben ist ein neuartiger, praktisch jedoch schon erprobter Kuppelstangenantrieb für elektrische Lokomotiven mit hochgelagerten Antriebsmotoren. Der Hauptwert des Antriebes ist darin zu finden, daß er gestattet, den kleinsten Radabstand, der durch die Raddurchmesser und den Platz für die Bremsklötze bestimmt ist, zu erreichen. Der Antrieb an sich ist ein sog. Dreiecksantrieb; er wird in der Abhandlung mit dem bekannten Blindwellenantrieb verglichen.

Durch die Abbildungen Fig. 87 u. 88 wird ein neuartiger Kuppelstangenantrieb für elektrische Lokomotiven mit hochgelagerten Elektromotoren wiedergegeben, der wohl der allgemeinen Beachtung wert ist. Für die Beschreibung desselben stellte uns die Firma A.-G., Brown, Boveri & Cie. eine von J. Buchli in Baden in der „Schweizerischen Bauzeitung" veröffentlichte Abhandlung zur Verfügung, der wir Nachstehendes entnehmen:*)

Die Übertragung des Drehmomentes von in Rahmen elektrischer Lokomotiven hochgelagerten Motoren auf die Triebräder erfolgt bei den meisten neueren Lokomotiven mit Hilfe von Kuppelstangen und im Rahmen der Lokomotive gelagerten Blindwellen, welche den Zweck haben, das Federspiel zwischen den Rädern und Rahmen der Lokomotive unschädlich zu machen. Soweit es sich um Gestelle von Fahrzeugen handelt mit nur einem hochgelagerten Motor, ist die Übertragung des Drehmomentes mit Kuppelstangen und Blindwelle die einzig praktische Lösung. Wenn Zahnradübersetzungen zur Verwendung gelangen, so übernimmt die das große Zahnrad tragende Welle die Funktion der Blindwelle; wenn die Lokomotive zwei im gleichen Gestell gelagerte Motoren besitzt, kann selbstverständlich die Übertragung mit Blindwelle und Kuppelstangen in verschiedener Kombination erfolgen.

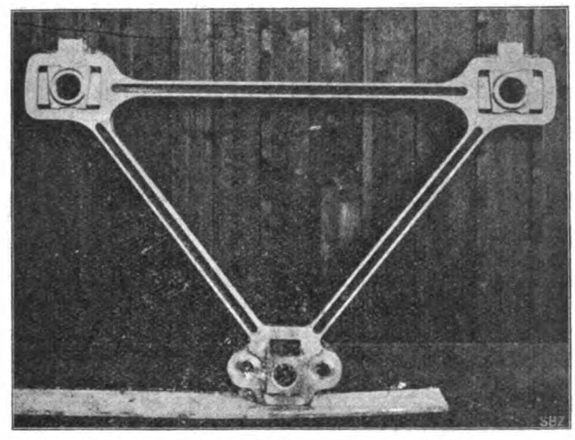


Fig. 87. Z. A.: Kuppelstangenantrieb Bauart Brown, Boveri & Cie.

Eine Antriebsordnung von zwei hochgelagerten Motoren auf die Triebräder der Lokomotive mit Umgehung der Blindwelle ist von der A.-G. Brown, Boveri & Cie. in Baden für eine Versuchslokomotive der Chemins de fer du Midi zum erstenmal zur Ausführung gelangt.

In Fig. 88, Skz. 2 ist das zu behandelnde Antriebsgestänge (in der Folge stets als „Dreieckstange" bezeichnet) dargestellt. Die Dreieckstange ist aus einem Stück geschmiedet, und trägt an der Verbindungsstelle der zwei schrägen Seiten des Dreiecks einen Schlitz, welcher zur Aufnahme eines Gleitstückes vorgesehen ist. Das Gleitstück selbst sitzt zugleich auf dem Kurbelzapfen einer Lokomotivachse. Es bildet somit eine in vertikalem Sinne bewegliche Verbindung zwischen Dreieckstange und Kurbelzapfen der betreffenden Lokomotivachse und ermöglicht eine stoßfreie Federung zwischen Rahmen und Rädern des Fahrzeuges. Seitlich des Schlitzes befinden sich Angriffspunkte für horizontale Kuppelstangen, welche Kräfte auf die benachbarten Kuppelachsen der Lokomotive zu übertragen haben.

Infolge der abgefederten Abstützung des Lokomotivrahmens auf die Achsen muß die Möglichkeit einer Schrägstellung der Dreieckstangenebene zur Radebene gewahrt bleiben, was dadurch erreicht wird, daß die Kurbelzapfen der Motorkurbeln, die an den zwei oben liegenden Eckpunkten des Dreiecks angreifen, kugelig ausgebildet und die Führungsleisten des Gleitstückes, welche die seitliche Führung des unteren Teiles der Dreieckstange besorgen, mit etwas Spiel versehen werden.

Die Konstruktion der Schlitzkuppelstange an sich ist nicht neu; neu ist aber die Verwendung der Schlitzkuppelstange als Antriebsmechanismus für hochgelagerte Motoren, wie solche zum ersten Male von der A.-G. Brown, Boveri & Cie. für die schon genannte Versuchslokomotive ausgeführt wurden. Diese Lokomotive wurde auf der Strecke Spies-Frutigen der Lötschbergbahn einem mehrwöchentlichen Probebetrieb unterworfen, wobei sich der Antriebsmechanismus derart bewährte, daß er ebenfalls für die Lokomotiven der Rhätischen Bahn und der Wiesentalbahn ausgeführt werden wird.

Die zur Kraftübertragung auf beiden Längsseiten notwendigen Dreieckstangen sind gegenseitig um einen Kupplungswinkel von 90° versetzt.

Der Vollständigkeit halber sei an dieser Stelle auf die Verwendung von Schlitzkuppelstangen als Kraftübertragungsorgan für elektrische Lokomotiven überhaupt hingewiesen. Die Versuchslokomotiven der Strecke Seebach-Wettingen, die neuen Lokomotiven der Valle Maggia-Bahn und der Burgdorf-Thun-Bahn von 1910 besitzen Schlitzkuppelstangen, welche gegenüber denjenigen der Simplonlokomotive von 1906 und der Midi-Lokomotive einen prinzipiellen Unterschied aufweisen. Das Gleitlager sitzt bei den erstgenannten Lokomotiven auf dem Motor- und Blindwellenkurbelzapfen, bei den anderen Lokomotiven auf dem Kurbelzapfen eines Triebrades. Die Kupplungsstange der Burgdorf-Thun-Bahn 1910 hat den Vorteil, daß sie sich für einmotorigen Antrieb eignet und ein einfaches Übertragungsorgan ist; sie kann aber nicht mehr Verwendung finden, sobald das Verhältnis b Fig. 88, Skz. 1 einen gewissen Betrag überschreitet, welche vom Spiel in den verschiedenen Lagerstellen der Stange und der Flexibilität der Tragfedern des Fahrzeuges abhängig ist.

Die verschiedenen Ausführungen ergeben als zulässigen Maximalwert für b den Betrag 1 : 10. Es geht daraus hervor, daß Kuppelstangen dieser Bauart für hochgelagerte Motore mit direktem Antrieb nicht Verwendung finden können. Für diesen Fall eignen sich Kuppelstangen nach Fig. 88, Skz. 2 im besonderen, wenn zwei Motoren auf die nämliche Kuppelstange arbeiten; letzteres ist zwar keine Notwendigkeit, weil an Stelle der einen Motorachse ebensogut eine Blindachse treten kann (vgl. Schweiz. Patent 46 520). Letztere Anordnung bietet gegenüber dem gewöhnlichen Blindwellenantrieb in mechanischer Beziehung keinen Vorteil, es kann aber Fälle geben, wo die Verwendung dieser Anordnung angezeigt erscheint.

Wenn es sich um große Leistungen handelt, werden die Loko-

*) Die Abhandlung enthält u. a. auch die wissenschaftliche Begründung des Wertes ebenjenes Antriebes durch Untersuchung der Antriebs- und Festigkeitsverhältnisse.

motiven meistens mit zwei Motoren ausgerüstet; sind nun letztere im gleichen Gestell hoch gelagert, so gestattet die Verwendung eines Dreieckstangenantriebes nach Fig. 88, Skz. 2 die Verwirklichung gewisser Vorteile, die nachstehend erörtert werden sollen.

Die Fig. 88, Skz. 2 und 88, Skz. 3 stellen Triebwerke für zwei Lokomotiven gleicher Leistung dar, von denen die eine mit Dreieckstange Fig. 88, Skz. 2, die andere mit Blindwellen ausgerüstet ist

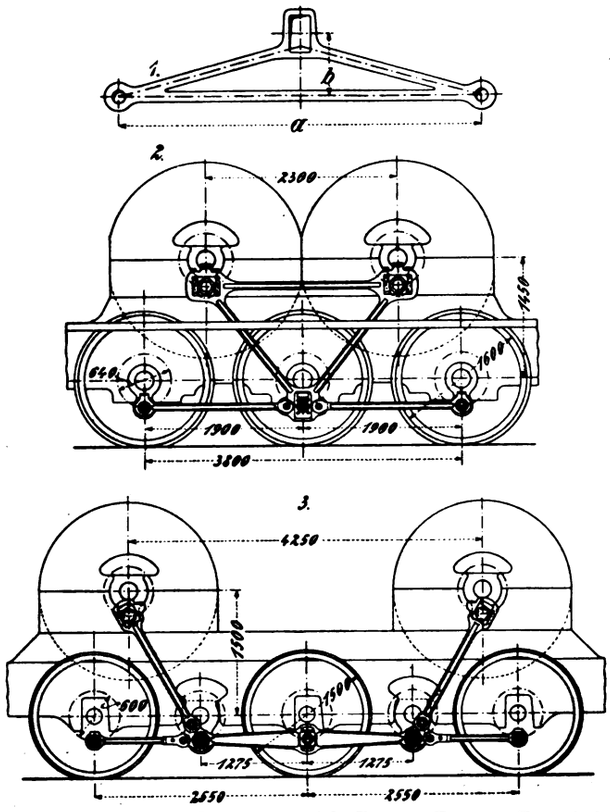


Fig. 88. Z. A.: Kuppelstangenantrieb Bauart Brown, Boveri & Cie.

(Fig. 88, Skz. 3). Die Gewichtsersparnis der Verwendung der Dreieckstange nach Fig. 88, Skz. 2 würde für die Lokomotive nach Fig. 88, Skz. 3 einen Betrag von 4913 kg ausmachen.

In nachstehender Tabelle sind die in Betracht kommenden Gewichte beider Antriebe einander gegenübergestellt.

Vergleichstabelle (Fig. 88, Skz 2 und 3).*)

Gegenstand	Gewicht in kg für Lok.	
	u. Fig. 88, 2	u. Fig. 88, 3
Dreieck- oder Kurbelstange	850	508
Kuppelstangen	240	770
Motorkurbeln und Gegengewichte . . .	1680	1400
Blindwellenlager	—	1625
Motorträger und Verbindungskonstruktionen zwischen Motorachs- und Blindwellenlager	400	1168
Blindwellen mit Kurbeln u. Gegengewicht.	—	2580
Gegengewicht in den Triebrädern . . .	360	400
Total	3530	8451
Differenz	4921 kg	

Zieht man in Erwägung, daß das Mehrgewicht von rund 5000 kg lediglich aus Stücken besteht, welche eine teuere und sorgfältige Bearbeitung verlangen, so kann zugunsten des Dreieckantriebes von vornherein eine Ersparnis von etwa 18% des Ankaufspreises des mechanischen Teiles der Lokomotive eingesetzt werden.

Man wird vielleicht entgegenhalten, daß die beiden Blindwellen der Fig. 88, Skz. 3 durch eine einzige ersetzt werden können. Das ist unter gewissen Verhältnissen möglich. Die Gewichtsersparnis würde aber in diesem Falle kaum mehr als 500 kg betragen, wenn berücksichtigt wird, daß entsprechend der größeren Inanspruchnahme der einen Blindwelle diese sowie ihre Lagerkonstruktion eine Verstärkung erfahren müssen. Zugunsten des Dreieckantriebes verbleiben daher im obigen Falle immer noch 4500 kg.

Der Einbau von Blindwellen in Lokomotivrahmen bedingt ein Auseinanderrücken der Achsen; es sind besonders die Kurbeln und Gegengewichte, welche die Abstände zweier neben der Blindwelle sitzenden Triebachsen bestimmen. Wenn es sich um Lokomotiven mit vier bis fünf gekuppelten Achsen handelt, so wird unter Umständen der gesamte Radstand so groß, daß eine genügende Beweglichkeit der Lokomotive in der Kurve in Frage gestellt wird, will man nicht zu zwei kurz gekuppelten Lokomotiven, jede mit je einem Motor ausgerüstet, übergehen. Daß durch solche Maßnahmen die Lokomotive nicht leichter und billiger wird, liegt auf der Hand, nicht zu sprechen von der Komplikation, welche die Verbindungsteile beider Lokomotiven ergeben.

Da man besonders für Schnellzugslokomotiven danach trachtet, die schweren Massen hoch und möglichst gegen die Mitte des Fahrzeuges zu verlegen, so ist der Einbau der Blindwelle zwischen Kuppelachse und Laufachse in dem meisten Fällen ausgeschlossen, will man nicht ungewöhnlich lange Kuppelstangen mit in Kauf nehmen. Der Dreieckantrieb gestattet den kleinstmöglichen Radstand, welcher durch die Raddurchmesser und den Platz für die Bremsklötze bestimmt ist, zu erreichen. —. Besonders wertvoll ist diese Eigenschaft für Schmalspurlokomotiven mit mehrfach gekuppelten Achsen.

Es ist einleuchtend, daß infolge der Verhältnisse der Lokomotivrahmen kürzer gehalten werden kann, was wiederum einer Gewichtsersparnis gleichkommt, die in der oben angegebenen Gewichtstabelle nicht berücksichtigt wurde.

Durch die Verwendung des Dreieckantriebes kommen die Blindwellen- und ihre Kurbelzapfen-Lager in Wegfall. Dadurch wird der mechanische Wirkungsgrad der Lokomotive um mindestens 2 bis 3% erhöht. Lager sind zudem Maschinenteile, welche einer besonders sorgfältigen Wartung und Schmierung bedürfen; es ist daher für Lokomotivbetrieb von besonderem Nutzen, ihre Zahl möglich klein zu halten, einerseits um Reparaturen und Schmieröl zu ersparen, andererseits um einzelne Maschinenteile auszuschalten, welche stets eine Quelle von Betriebsstörungen bilden.

Für die Montage des Kupplungsgestänges hat die Dreieckstange insofern Wert, als die Einstellung der Kupplungsdistanzen infolge

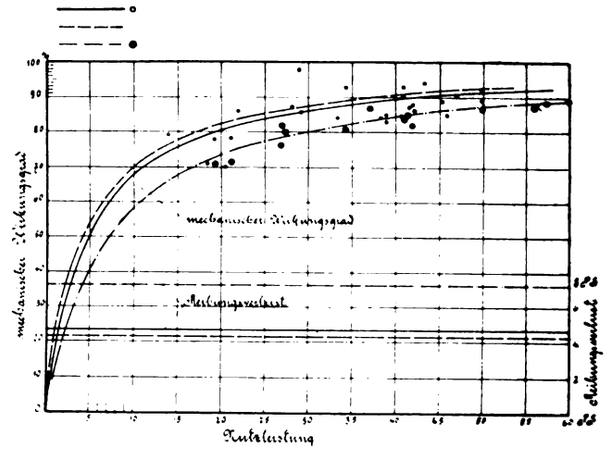


Fig. 89. Z. A.: Mitteilungen aus dem Maschinenlaboratorium der Technischen Staatslehranstalten in Chemnitz.

des Schlitzes ohne besondere Schwierigkeit auch von ungeschultem Personal vorgenommen werden kann, während die Herstellung und Montage der Blindwellen besondere Sorgfalt erfordern.

Ohne Wert darauf zu legen, sei hier noch auf das ruhige Aussehen hingewiesen, welche der Dreieckantrieb der Lokomotive verleiht.

Der beschriebene Antrieb besitzt allerdings auch nachteilige Eigenschaften, die aber gegenüber den oben erwähnten Vorteilen in den Hintergrund treten. Bei Versagen eines Motors oder Motorkurbellagers kann die Lokomotive betriebsunfähig werden, wenn der

*) Die Lokomotive nach Fig. 88, Skz. 3 wurde von der Tochtergesellschaft der A.-G. Brown, Boveri & Cie in Mailand gebaut. Die Gewichte sind an Hand der Konstruktionszeichnungen genau nachgerechnet, während die Gewichte der Lokomotive nach Fig. 88, Skz. 2 soweit möglich abgewogen worden sind.

Defekt derartig ist, daß die Drehung einer Motorachse unmöglich wird. Bei Blindwellenantrieb kann durch Entfernen der Kuppelstangen ein Motor ausgeschaltet werden, während der andere ungehindert die Weiterbeförderung des Fahrzeuges übernehmen kann usw. Durch reichliche Dimensionierung der Motor- und Motorkurbellager und unter Verwendung guter Schmiereinrichtungen ist die Möglichkeit des Defektwerdens dieser Lager fast ausgeschlossen, umsomehr als sie unter günstigen Verhältnissen arbeiten. Bei den Simplonlokomotiven sind Defekte an den Motorlagern, welche ein Blockieren des Zuges auf der Strecke verursachten, nie vorgekommen.

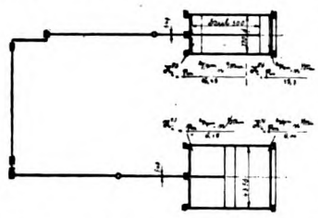


Fig. 90. Z. A.: Mitteilungen aus dem Maschinenlaboratorium der Technischen Staatslehranstalten in Chemnitz.

Während sich die Fliehkräfte von Kurbeln und Stangen normaler Ausführung ausbalanzieren lassen, ist der vollkommene Ausgleich beim Schlitzkurbelgetriebe nicht möglich. Ein vollkommen dynamischer Ausgleich der bewegten Massen erscheint aber im Interesse eines ruhigen stoßfreien Laufens der Lokomotive geboten, die zulässige Höchstgeschwindigkeit wird sogar hauptsächlich durch den mehr oder weniger ausreichenden Massenausgleich bestimmt. Durch zweckmäßige Anbringung der Ausgleichsgewichte in den Triebrädern und an den Motorkurbeln können die in horizontaler und vertikaler Richtung auf das Lokomotivgestell wirkenden freien Kräfte auf ein Minimum reduziert werden. Die Lokomotive für die „Chemins de fer du Midi" lief bei 80 km/Std. entsprechend einer Tourenzahl von 270 in der Minute noch vollständig ruhig. (Schluß folgt.)

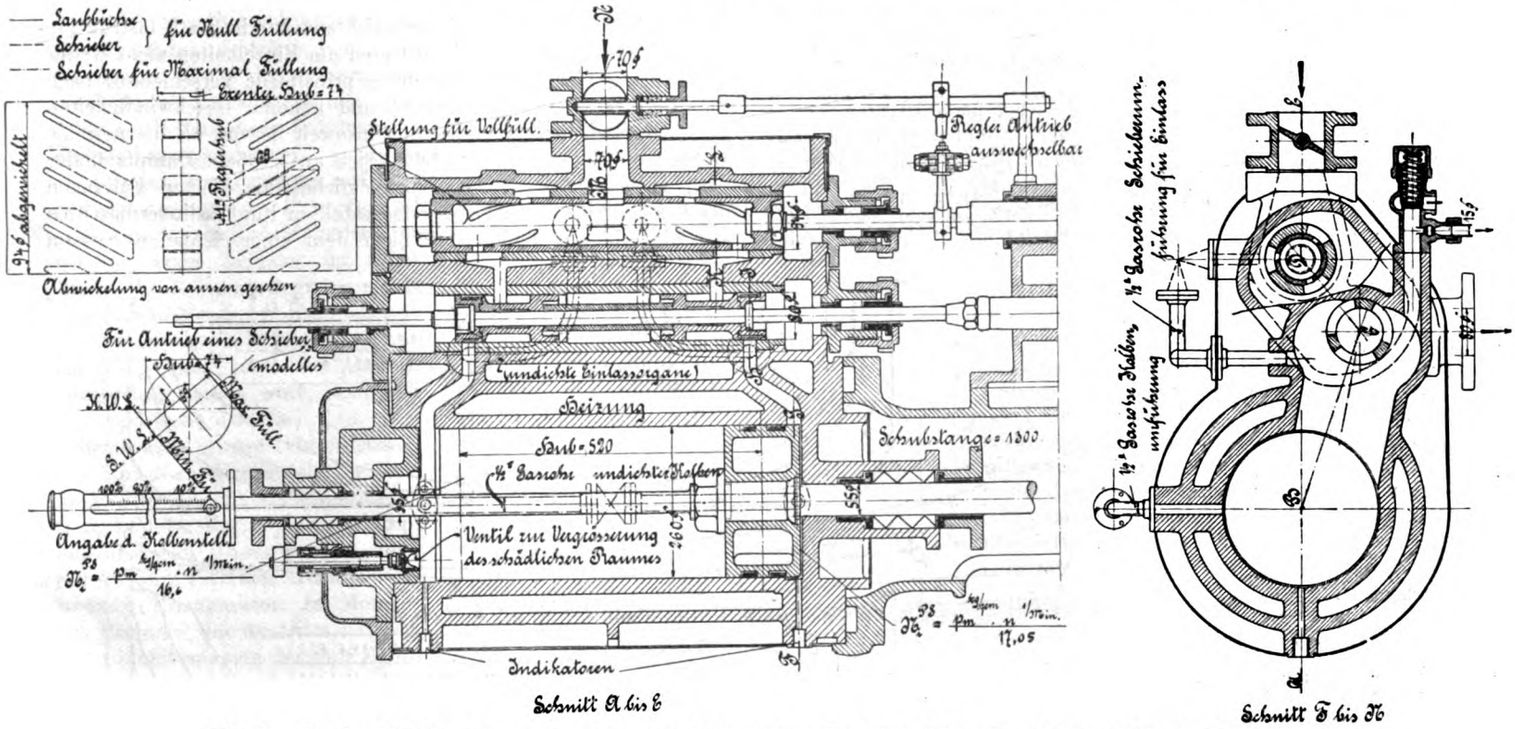


Fig. 91. Z. A.: Mitteilungen aus dem Maschinenlaboratorium der Technischen Staatslehranstalten in Chemnitz.

Mitteilungen aus dem Maschinenlaboratorium der Technischen Staatslehranstalten in Chemnitz.

Von Dipl.-Ing. **Fritz L. Richter.**

Mit Abbildungen, Fig. 89 bis 94.

(Fortsetzung aus Heft 16.)

Dampfkraftanlagen.

Zum Studium von Dampfkraftanlagen stehen im Laboratorium zurzeit nur Kolbenmaschinen zur Verfügung. Hauptsächlich hat man die in Fig. 91 gezeigte Einzylinder-Schiebermaschine und die in Fig. 90 schematisch gezeigte Verbundmaschine mit Ventilsteuerung, von der jeder Zylinder für sich arbeiten kann. Für Belastung ist in beiden Fällen die gleiche, in Fig. 94 schematisch dargestellte mechanische Bremse vorhanden. Durch die Anwendung der Hebelübersetzung und Einfügung einer Feder ist gute Einstellung des Gleichgewichtes möglich.

Die in Fig. 89 gezeigten Kurven sind besonderen Versuchen entnommen und die Schülermessungen durch Kreise festgelegt. Man erhält hieraus einen Einblick in die Meßfehler, die bei unsorgfältiger Versuchsausführung und abgebrauchten Indikatoren entstehen können. Abgebrauchte Indikatoren wurden bei der Schiebermaschine benutzt. Die Versuche an dem Hochdruckzylinder der Ventilmaschine sind von den besseren Schülern mit guten Instrumenten vorgenommen. Sie zeigen als Folge auch geringere Abweichungen. Aus der Fig. 89 ergibt sich ein geringer Unterschied für die Schiebermaschine je nachdem, ob die Regelung durch Füllungsänderung oder Drosselung erfolgt. Die Einstellbarkeit beider Regelarten ist aus Fig. 91 ersichtlich. Die Ventilmaschine, die mit ihrem Hochdruckzylinder als Einzylindermaschine gearbeitet hat, zeigt bei ungefähr gleicher Zylindergröße einen wesentlich größeren Reibungsverlust. Dies verschuldet ein Riementrieb für 100 PS Leistungsübertragung, der bei elektrischer Belastung der Verbundmaschine in Wirksamkeit tritt und hier nicht mit genügender Sicherheit freigehängt werden kann, so daß er leer mitläuft. Die Steuerwelle des Niederdruckzylinders war durch Zurücksetzen des Zahnrades abgekuppelt. Setzt man den Verlust des Riemens in berechtigter Weise zu 2,5 PS ein, so kommt man in beiden Fällen auf übereinstimmenden Reibungsverlust, nämlich 0,13 PS für jedes Liter Zylinder-Hubraum und 100 minutliche Umdrehungen. Dies dürfte für moderne Maschinen ungefähr zutreffen, da in beiden Fällen Metall-Stopfbüchsen und Ringschmierlager vorliegen. Fig. 93 zeigt gegenüberstellend die verschiedene Entwicklung der Diagrammflächen.

In Fig. 91 ist dargestellt, daß die Schiebermaschine Vorrichtungen besitzt, um fehlerhafte Ausführung künstlich hervorzurufen. Fig. 92 zeigt die für solche Betrachtung gewonnenen Diagramme. Hierbei ist ein normales und ein fehlerhaftes Diagramm unmittelbar aufeinandergeschrieben, nachdem das richtige durch kleine Kreise gekennzeichnet ist. Um im Vergleich beider nur den Fehler zu sehen, werden alle übrigen Bedingungen, Leistung und Eintrittsspannung, genau konstant gehalten. Das Diagramm für Undichtigkeit des Kolbens läßt erkennen, daß man solche Fehler aus dem Diagramm nicht festzustellen vermag. Denn die vorliegende Änderung der Expansionslinie sieht man überhaupt nicht, wenn man nicht beide Diagramme unmittelbar zusammen hat, ferner

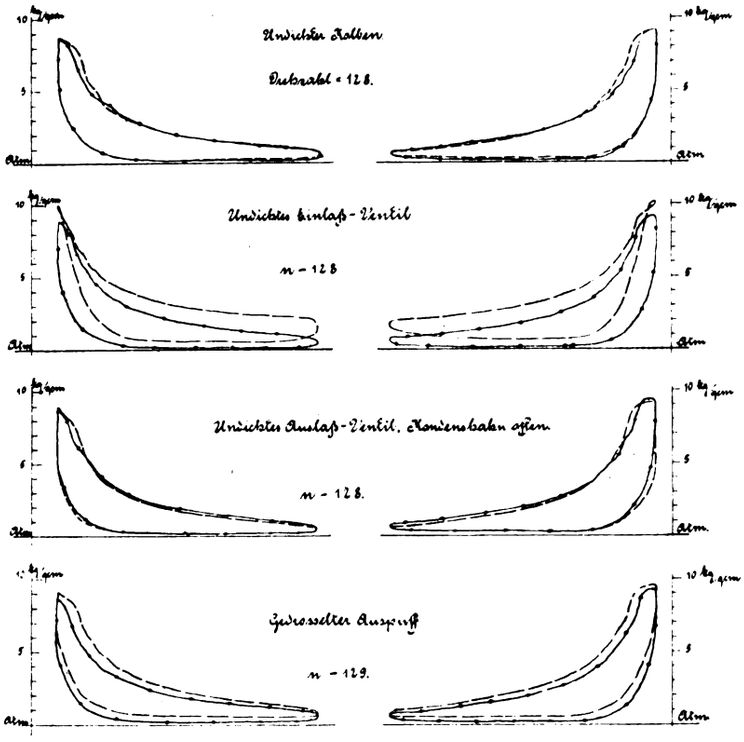


Fig. 92. Z. A.: Mitteilungen aus dem Maschinenlaboratorium der Technischen Staatslehranstalten in Chemnitz.

kann sie durch eine Fülle anderer Ursachen hervorgerufen werden, beispielsweise durch Veränderung der Dampfeintrittstemperatur. Freilich ist die Undichtigkeit der Steuerorgane deutlich erkennbar. Die Undichtigkeit ist aber auch übermäßig groß, weil die in Fig. 91 angedeuteten Leitungen dabei ganz geöffnet sind. Nach Einbau des von mir angestrebten Dampfmessers in die Dampfzuführungsleitung wird es möglich sein, die Undichtigkeit so einzustellen, daß der Dampfverbrauch zwar wesentlich steigt, aber im Diagramm der Fehler kaum merkbar ist. In Übereinstimmung mit den Festlegungen an der Differentialpumpe wird es sich zweifellos beweisen lassen, daß alle solche Fälle aus dem Diagramm erst wahrgenommen werden, wenn der Fehler schon ganz gewaltig ist und wenn der Heizer auf Grund seiner Mehrarbeit schon längst darauf verwiesen hat. Gegenwärtig wird der wesentlich gesteigerte Dampfverbrauch an dem Auspuff der Maschine beobachtet. (Fortsetzung folgt.)

Ein Vorschlag zur Erhöhung der Leistungsfähigkeit unserer Dampfmaschinen.

Die „Groß"-Dampfmaschine.

Mit Zeichnungen auf Tafel 43 und Abbildungen, Fig. 95 u. 96.

Zusammenfassung. Fußend auf der Annahme, daß in den Totlagen der Kurbel einer Einzylinder-Dampfmaschine in den Längen von 5 bis 7%, also der Grenze der üblichen Voraustritte geringe Kolbengeschwindigkeiten und ebenso Volumenänderungen herrschen, denkt sich der Verf. fünf Kurbeln hintereinandergelegt so, daß sich eine davon im toten Punkt befindet und die vier anderen gleichmäßig verdreht bei 1,6 und 6,4% des Kolbenweges. So entsteht der Dampfverteilungsvorgang als wenn fünf Zylinder nebeneinanderliegen und jede Maschine unabhängig von der anderen als Einzylindermaschine arbeitet mit einer Gesamtarbeit als Einzylindermaschine vom normalen Hube und fünffachem Kolbenquerschnitt. Steht daher die letzte Kurbel im toten Punkt zur Füllung, so ist nach dem Verf. die erste in 25% Füllung. Er verbindet dann die Zylinder in dem Bereiche des Voreintrittes mit Rohren untereinander, so daß der Kolben diejenigen Phasen des Einlaß- und Kompressionseffektes überdeckt, welche bei anderer Anordnung sonst gestört oder komplizierter wurde. Man erhält auf diese Art kleine schädliche Räume, 0,85% für das Steuerventil, bis 1,2% für die Verbindungsrohre. Die üblichen Receiver hält er für überflüssig. Der erste Zylinder und ev. auch der zweite Zylinder erhalten Einlaßventile, die anderen drei Zylinder nur Auslaßventile. Aus allen Zylindern kommuniziert der Dampf durch enge Rohre ohne Drosselung. Dies vereinfacht die Steuerung, ebenso wird der Regeleffekt günstig, da sowohl Einlaß als auch Auslaß, d. i. Kompression, verstellt werden, was vom Zwecke der Maschine abhängt. Der Verf. will mit einer solchen Maschine 120000 und mehr Pferdestärke entwickeln, bei einem Dampfdrucke von 25 at., allerdings unter Anwendung höherer Beschleunigungsdrucke, um die Abmessungen günstig zu erhalten. Bei 300 t Konstruktionsdruck erhält er dann fast ausschließlich schmiedeeiserne Details und so niedere Flächenpressungen sowie günstige Schmierung, daß andere Materialien auszuschließen sind. Die maßstäbliche Darstellung einer solchen großen 100000 PS Maschine, die etwa 550 t wiegt und 650000 M, kostet, ist neben die einer normalen 3500 PS anderen Kolbenmaschine gestellt und neben eine 3500 PS Dampfturbine. Die Raumzusammendrängung ist Folge des Druckes und der Geschwindigkeit sowie der Baustoffe.

In den Zeichnungen auf Tafel 43 und den Abbildungen Fig. 95 und 96 unterbreiten wir der Allgemeinheit die Vorschläge eines alten Praktikers zur Erhöhung der Leistungsfähigkeit unserer Kolben-Dampfmaschinen.

Der Betr., Zivilingenieur G. Hagemann in Oschatz-Zschöllau, schreibt: Ich bin der Ansicht, daß nur ganz große Maschinen von vielen tausenden PS uns helfen können, wie eine solche auf Tafel 43 veröffentlicht ist.

„Bei Bemessung der Hauptgesichtspunkte in der Konstruktion solcher ganz großer Maschinen treten die Einzelheiten nicht weiter in ein neues Licht, wohl aber deren prinzipielle Verschiebung nach den Gesetzen der neuen Drucke und höheren Geschwindigkeiten als eine wesentliche Verbesserung insoweit hervor, als die normale Größe von bewegten Steuerteilen sich auf größere Dampfzylinder usw. anwenden läßt. Dieses ermöglichen die kleinen Füllungen der hohen Drucke, die bei der dargestellten Fünf-Zylindermaschine als Einzylindermaschine sich nach dem eingezeichneten System

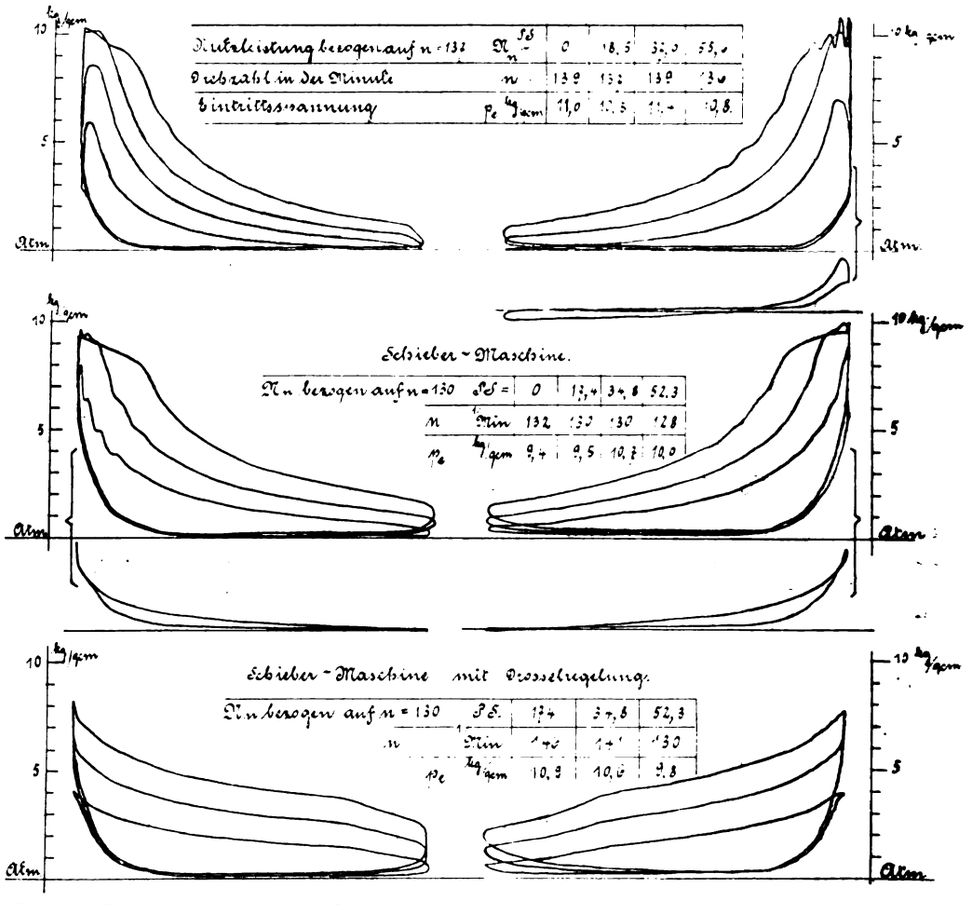


Fig. 93. Z. A. Mitteilungen aus dem Maschinenlaboratorium der Technischen Staatslehranstalten in Chemnitz.

der Nachschleppung verteilen auf 25%, 15%, 6,8% und 1,6% und 0%, so daß der erste Zylinder bei 25% Maximal-Füllung die anderen auf der Peripherie des Kurbelkreises gleichmäßig verteilten Hilfskurbeln nacheilen läßt. Natürlicherweise wird man nur noch für 15% eine Einlaßsteuerung anordnen und für die Zylinder bei 6,8, 1,6 und 0% sich mit der Zwischendampfsteuerung des Arbeitskolbens durch einfache Rohre begnügen. Aus gleichen Gründen braucht man auch nur drei Auslaßsteuerungen. —. Um auf die Anwendung kleiner Einlaßventile und kleiner Auslaßventile zurückzukommen, so zeigt ein Blick auf das Kolbengeschwindigkeitsdiagramm Fig. 95, daß bei 25% wohl 6,8 m/sek. Kolbengeschwindigkeit herrschen, mit 15% Schlußdauer des Ventils aber für drosselungsfreien Querschnitt nur die Kolbengeschwindigkeit in Betracht kommt, die bei 25% — 15 = 10% besteht, also nur 5 m. Eine Ziffer, die bei den heutigen großen Maschinen ebenfalls im Gebrauch ist. Damit errechnen sich unter den üblichen Anwendungen der Beziehungen zwischen Kurbel- und Ventilgetriebe die Werte die in Fig. 95 angegeben sind.

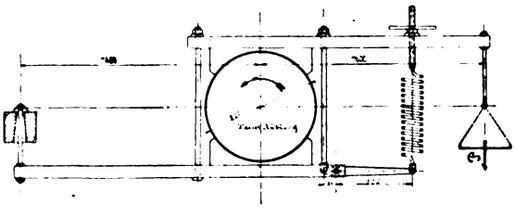


Fig. 94. Z. A.: Mitteilungen aus dem Maschinenlaborat orium der Technischen Staatslehranstalten in Chemnitz.

Wichtigere Betrachtungen liefert das Volumendiagramm Fig. 96. Der Frischdampf strömt von rechts nach links und zwar erfährt die Gesamtfüllung die selbstverständliche Charakteristik, daß sich die Volumen zunächst in den beiden ersten Zylindern stark ausdehnen, die Zwischenrohre demnach nur während der Expansionsperiode beansprucht werden. Mit Beginn der Expansion nun bleibt die Hauptdehnung anfangs auf der Seite der beiden ersten Zylinder und erst am Ende der Expansion schiebt sich der Dampf aus diesen nach den drei übrigen Zylindern intensiver hinüber. Im Momente, wo der erste Zylinder im toten Punkte ankommt, beginnt somit eine Entwicklung der Strahlenergie nach dem letzten Zylinder zu, was zur Folge hat, daß die Dampfverwertung besser wird, und daß bei niedrigem Drucke, d. i. verhältnismäßig großen Dampfmassen, wie in Niederdruckturbinen eine zusätzliche direkte Abdampfverwertung besteht, die in den Abdampf nun übergeht. Dieser kann in anderen Abdampfturbinen arbeiten oder in einem Kondensator. Im Moment des Beginnes des Austritts hat sich das Gesamtvolumen der fünf Zylinder wieder abermals dahin verschoben, daß eine weitere und größere Kolbengeschwindigkeit die Dampfmassen nach den langsamer hinterherlaufenden fünf Kolben hinüberdrücken möchte, wenn nicht das natürliche Verzögerungsvolumen des Abdampfes auf der langsamer laufenden Seite wäre. Diese vorzügliche Eigenschaft, des Wiedereinanderschiebens der Strahlenergien, leitet die Kompressionsperiode ein, so daß die kälteren Dämpfe immer wieder auf der Seite bleiben, wo sich der fünfte, vierte und dritte Zylinder befinden. Dieser Zustand erstreckt sich auf die gesamte Dauer der Kompressionsperiode und wird abgelöst von den Voreintritten. Sonach findet nicht nur eine Expansion im ersten Zylinder statt, sondern auch eine solche quer zur Kolbenstangenrichtung, turbinenartig nach dem fünften Zylinder hin. Statt, daß nun, wie bei anderen Maschinen, die Dämpfe nach der heißeren ersten Zylinderseite zurückgetrieben wurden, findet das umgekehrt statt. Daher bleiben die beiden ersten Zylinder- oder Einströmzylinder absolut trocken. Nur durch diese kombinierte Expansions- und Strahlenergieentfaltung ist das Entwickeln so großer Kräfte möglich wie dargetan. Der Austritt in den drei letzten Zylindern bewegt sich in der Gegend von 25%, so daß dieselben Hübe und Dampfgeschwindigkeiten, wie beim Einlaß angewandt werden dürfen. Damit ergibt sich eine sehr einfache Bauweise der Steuerungen. Dieses berechtigt zu größerer Zuverlässigkeit als bei anderen Hochdruckmaschinen und ist bei 25 at. Betrieb auch Bedingung.

Bemerkenswert ist das Fehlen der Receiver. Damit fallen viele Dichtungen und Oberflächenwärmeverluste fort. Verschiebearbeiten gibt es nicht mehr wie in den gebräuchlichen Verbundmaschinen, auch nicht sog. Spannungsabfälle, dagegen ein vollkommen verlustloses Entwickeln der Expansions- und Kompressionsvorteile in einem geschlossenen gesteuerten Raume. Die Kommunikation geschieht durch glatte Rohre, deren Kürze viel höhere Durchtrittsgeschwindigkeiten erlaubt, als bei Ventilen, die zu Drosselungen neigen.

Die Gleichstromventile, vollkommen entlastet, ermöglichen ein leichtes Abheben und eine gerade Dampfführung in den Zylinder. Nebenbei ist der schädliche Raum an sich 0,85% des Kolbenvolumens geworden, d. i. eine Abmessung, die die hohen Drucke erst möglich macht, wenn in einem Zylinder expandiert werden soll. Der mit vollständiger Entspannung des Dampfes parallel gehende Temperatursturz verteilt sich auf mehrere Zylinder in der Weise, daß die beiden ersten Zylinder länger Frischdampf erhalten als die anderen drei Zylinder. Mit dieser Eigenschaft gehen Hand in Hand die Wärmecharakteristiken der Kurven und Verwertung, die, wie gezeigt, hier ein Maximum geworden ist.

Da die üblichen Rohrventile einen Boden im Sitz haben, so findet jedesmal mit der Füllung ein Dampfstoß statt, welcher hier frei auf Zusaugen des Ventiles geht, ein drosselfreies Entfalten der Dampfgeschwindigkeiten mit hohem Druck bei kleinen Kolbengeschwindigkeit zur Folge hat und so eine Verbesserung in dem Massenbereich der Ventilsteuerungen darstellt, deren Wert sich im Wegfall von Federn äußert. So beträgt z. B. bei der Weite der Dampfeintrittskanäle von 1135 qcm und 1850 kg Zusaugkraft am Ventil der zusätzlich gewonnene Druck aus drosselfreier Dampfgeschwindigkeitsentfaltung $\frac{1135}{180} = 0{,}55$ at. Hat ein Zylinder 1500 mm Durchmesser, 17671 qcm Fläche und eine Kolbengeschwindigkeit von 2 m/sek. während za. 20% Einlaßdauer, so errechnet sich mit diesem zusätzlich erhaltenen Druck von 0,55 at. pro Ventil eine zusätzliche Leistung von $\frac{17671 \cdot 0{,}55 \cdot 2}{75} =$ rd. 250 PS pro Zylinder und Ventil, ein Gewinn, welcher auch zur Hälfte bei den anderen Gleichstrommaschinen besteht. Da eigentlich

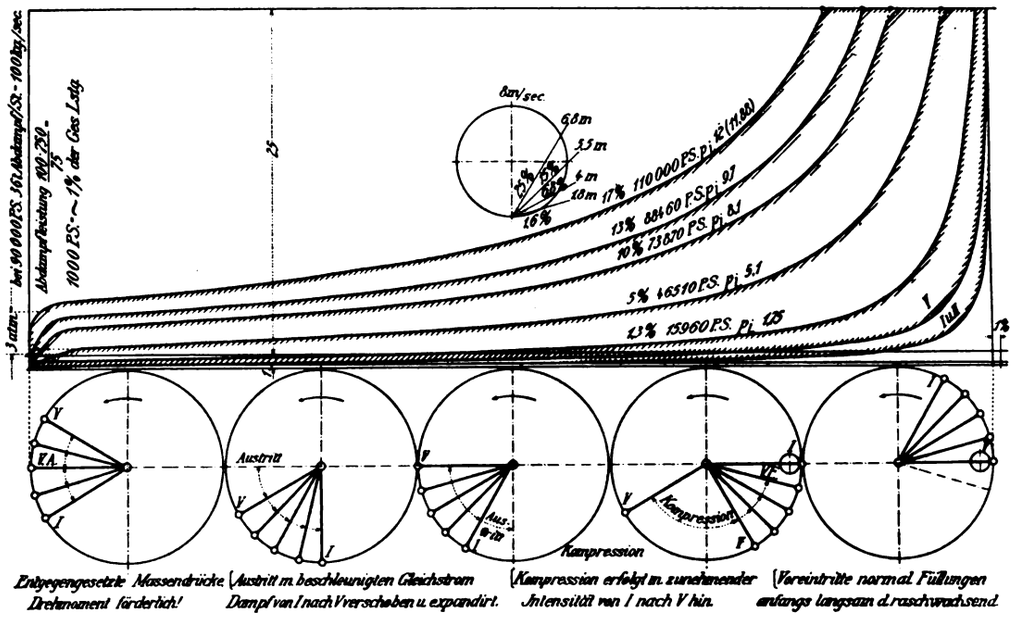
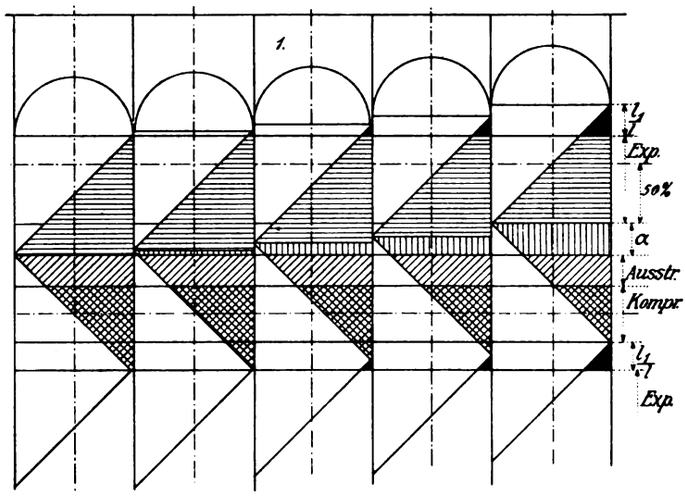


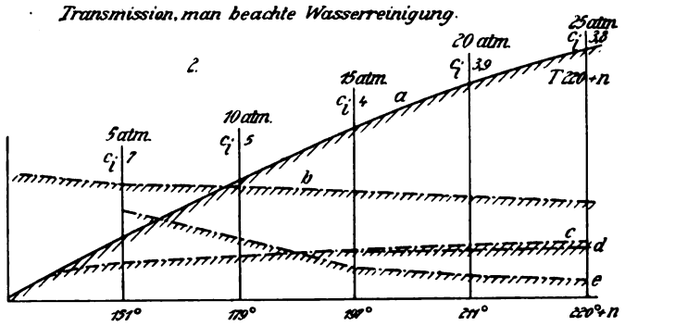
Fig. 95. Z. A.: Ein Vorschlag zur Erhöhung der Leistungsfähigkeit unserer Dampfmaschinen.

vier Ventile vorhanden sein müßten, stellt sich ein Mehr von 250 · 2 = 500 PS pro Zylinder ein, wenn man von Auslaßventilen absieht, mit Berücksichtigung des Drosselentfalles an diesen käme die gewonnene Dampfleistung auf 750 PS pro Zylinder. Mithin repräsentiert die neue Steuerung mindetsens einen direkten Nutzen von 1000 PS bei fünf Zylindern. Je nach Füllung sind das im Mittel etwa 5% der normalen Dauerleistung oder gleich dessen Wärmewerte. Somit erreicht man bereits bei dem für 25 at. hohen Dampfverbrauch von 4 kg pro N_i/St. einen effektiven von 3,8 kg pro N_i. Die bei 25 at. und 8 m/sek. entwickelten Massenbeschleunigungen an den Kolbenenden beanspruchen maximal $^1/_8 = 3$ at. der Admissionsspannung. Daher hat die drosselungsfreie Dampfsteuerung einen großen Anteil an der Entwicklung und dem Ausbau solcher Großdampfmaschinen mit 100000 PS Totalleistung.



Volumendiagramm.

Mit zunehmenden Druck konstantere Wärme.
Transmission, man beachte Wasserreinigung.



a. 1 cbm Dampf wiegt 1 Pfund + 10 kg. b. abnehmende Verdampfungswärme = 1 kg u. 1 Pfund = 30 Kalorien. c. zunehmende Flüssigkeitsw. pr. 1 kg. 1 Pfund = 30 Kal.; d. Temperaturkurve 1 Pfund = 30°. e. Volumenkurve 1 Pfund = 0,05 cbm, 1 kg = n cbm.

Fig. 96. Z. A.: Ein Vorschlag zur Erhöhung der Leistungsfähigkeit unserer Dampfmaschinen.

Entsprechend den Gesetzen größerer Festigkeit, Betriebssicherheit und Dehnung für Temperaturen bei 300 bis 350° muß der Baustoff Schmiedeeisen werden. Dies bietet auch für Zylinder nicht die geringsten Schwierigkeiten, weil die Kolbenführung groß, der Auflagedruck unter normal ist und die Stärke der Kolbenstange an sich in ein besseres Verhältnis der Fertigkeit zum Auflagedrucke kommt als bei Maschinen mit niedrigen Dampfspannungen, großen schweren Kolben aus weichem Material, welches sich leicht verspannt. Bemerkenswerte Erwägungen und Erfahrungen in der Wahl des Arbeitens von Schmiedeeisen auf Schmiedeeisen bei Steuerungen haben mich veranlaßt, auch dieses Material unter Einhaltung normaler sonst bei Gußeisen gebräuchlicher Flächenbeanspruchungen für die Kreuzköpfe und deren Führung zu wählen, bzw. von einem Futter abzusehen, welches nur teuer ist. Um von großen Windflächen frei zu werden, ist der ganze Kreuzkopf scharf gebaut und bietet somit die wenigste Masse bei großer Festigkeit und guter Schmierung. Letztere wird durch eine Ölpumpe bewerkstelligt, die mit geringem Druck, je nach der Intensität der Flächenpressung, das Öl an den Gleitflächen zirkulieren läßt, welches sich im tiefsten Punkte der Zylinder- und Gradführung ansammelt. Pleuelstange und Kurbellager bieten nichts Bemerkenswertes, als daß sie mit außergewöhnlich niedrigen Beanspruchungen dimensioniert sind. Dadurch fallen die sonst komplizierten Nachstellungen fort, eine große Zuverlässigkeit ist erreicht, was rückwirkend auf die schädlichen Räume im Zylinder bleibt. Nebenbei macht sich der Einfluß der Mehrzylinder-Anordnung auf diese einfache Anordnung der Triebwerketeile günstig geltend, den mechanischen Nutzeffekt derselben fördernd, große Beanspruchungen der Schenkel der Kurbelwelle an mehrere Stellen verteilend. Zylinder mit Gradführung müssen nach dem Zusammenbau gemeinschaftlich ausgebohrt werden. Die Zylinderdeckel werden in der üblichen Weise eingepaßt, was sich bei den ziemlich kleinen Durchmessern genau machen läßt. Am Umfange wird das Blech an die Flanschen durch zahlreiche Kopfschrauben herangezogen. Kondensat und Öl bilden eine natürliche Labyrint- und Drosseldichtung, und am Ende der Flanschen befindet sich die übliche Verblendung, welche die Endfuge der Zylinder und Deckel dicht macht. Bemerkenswert ist der kleine schädliche Raum der Wasser- und Sicherheitsventile. Die Schmierung der großen Bolzen erfolgt durch die hohle Pleuelstange schleudernd, zentrifugal, gleichzeitig zeigt die Bohrfläche die Beschaffenheit des Materials an der neutralen Faser.

Die Verbindung der einzelnen Zylinder und Gradführungen unter sich geschieht durch steife Bleche, die in der Befestigung der Kurbellagerung enden. Diese besitzt einen großen Raum zur Aufnahme von Schmiere oder Kühlwasser. Der Zusammenhang mit dem Maschinenhaus bleibt durch Einlassen dieser steifen Bleche in das Fundament gewahrt, die Fundamentschrauben in üblicher Weise entlastend.

So entsteht die Gesamtanordnung Fig. 1, 9 und 12, die maßstäblich und verglichen werden kann mit einer der üblichen Dampfdynamos, deren Leistung allerdings 30 mal kleiner ist.

Bekanntlich liegt die Schwierigkeit, große Dampfmaschinen zu bauen, nicht in der Konstruktion, sondern im Schaffen eines billigen Dampfes von 25 at., durch geeignete Kessel, und in der Bewältigung normaler Steuermassen in kleiner Zeit mit großer Präzision bei wenig Verschleiß in den Bolzen und Reglern. Daher bleibt nichts übrig, als eine gute Präzisions-Ventilsteuerung anzugeben, die bereits möglich wurde durch das entlastete Gleichstromventil und die Zusaugung desselben, welche alle anderen Feder- und Gewichtbelastungen ausschließt. Die Konstruktionsziffern der auf Fig. 9, 10 und 14 angegebenen Kurven und Drucke, Querschnitte und Geschwindigkeiten erübrigen näher auf die bekannte Entwicklung derselben einzugehen. Vielmehr ist notwendig, darauf aufmerksam zu machen, daß die Abnahme der Ventilbewegung nicht durch Steuerwellen erfolgt, sondern von jeder Pleuelstange mittels einfachen Hebels abgeleitet wird, dessen Entwicklungskurve die größere in Fig. 10 wird. Weiter ist durch Gegenlenker ein konstanter Voreintritt zu schaffen und dessen Verlauf eine Richtung zu geben, die parallel oder senkrecht zur Ventil- und Reglerspindel geht. Nachdem beginnt die Entwicklung der Steuerkurven für vorn und hinten, soweit die Variabilität des Einlasses in betracht kommt. Alle Schwingungsradien gleicher Abmessungen liegen in der Geraden der Reglermuffe, so daß dieselbe frei von exzentrischen und Rückdrucken bleibt und einen Steuerwiderstand ergibt, der 10% vom Schließdruck 500 kg, d. i. 50 kg werden muß. Für zwei Zylinder-Einlaßsteuerungen bekommt man 100 kg Verstellkraft, die mit 2% Tourenverstellung und der Zeit, welche dieser Periode entspricht, d. i. 30 Sekunden, dauernd zu leisten ist. Der bereits früher behandelte Reglertyp eigner Bauart ist so ausgebildet, daß nur mit rollender Reibung gearbeitet wird, gerade wie in der Steuerung selbst. Dadurch treten ein hoher Effekt, sowie geringe Reibung und Abnutzung ein. Um zu zeigen, daß die Kurvengeschwindigkeiten keine Zusatzwälzhebelsteuerung verlangen, ist deren tatsächliche Geschwindigkeit ermittelt und beziffert. Einmal ergeben sich nun für kleine Ventilhube große Kurvengeschwindigkeiten am normalen Hebelarm, und für große Ventilhube kleine Kurvengeschwindigkeiten am ins Große übersetzten Hebel. Somit bleibt für alle Fälle eine der üblichen Schlußgeschwindigkeiten garantiert, die bis 0,9 m/sek. beträgt. (Schluß folgt.)

November 1913.

Der prakt. Kraftmaschinenbau und -Betrieb

Branchen-Ausgabe II des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur".

Schriftleitung: Ingenieur **F. Wilcke**, Leipzig.

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Eine neue Speisevorrichtung für Verbrennungsturbinen.

Mit Abbildung, Fig. 97.

Zusammenfassung. Das Kennzeichen der hier beschriebenen neuartigen Speisevorrichtung für Gasturbinen ist darin zu finden, daß man nicht die gasförmigen Bestandteile des Explosionsgemisches vorwärmt, sondern die Wärme der Abgase zur Vorwärmung flüssiger Kohlenwasserstoffe benutzt. Die gewonnenen Dämpfe werden dann durch einen Injektor mit Luft gemischt und unter Druck in die Speisekammer der Turbine eingeführt.

In Fig. 97 ist eine Speisevorrichtung für Verbrennungsturbinen wiedergegeben, bei denen die Wärme der Abgase den Bestandteilen des Explosionsgemisches zugeführt wird.

Die Ausnutzung der Abwärme hat man bisher in der Weise versucht, daß man die Abgase einen Regenerator durchströmen ließ, durch den man andererseits gasförmigen Brennstoff und Luft hindurchleitete, um dadurch diese beiden Bestandteile des Explosionsgemisches vorzuwärmen. Das Neue besteht nun darin, daß man nicht die gasförmigen Bestandteile des Explosionsgemisches vorwärmt, sondern die Wärme der Abgase zur Verdampfung flüssiger Kohlenwasserstoffe verwendet, worauf die so gewonnenen Dämpfe durch einen Injektor mit Luft gemischt und unter Druck in die Speisekammer der Turbine eingeführt werden.

Die neue Anordnung ermöglicht es, Druckgas, z. B. ein unter Druck stehendes Explosionsgemisch aus verdampftem flüssigen Brennstoff und Luft, ohne Verdichter herzustellen und den Betrieb von Turbinen mit flüssigem Brennstoff zu verbilligen.

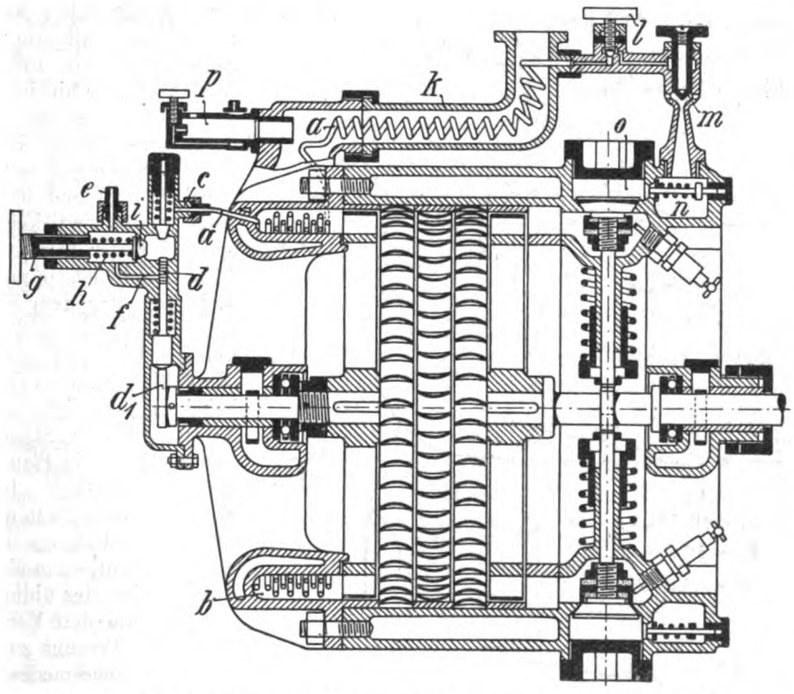


Fig. 97. Z. A.: Eine neue Speisevorrichtung für Verbrennungsturbinen.

Zur Führung und Verdampfung des flüssigen Brennstoffes ist ein Schlangenrohr a in dem die Auspuffgase sammelnden Raum b angeordnet. Dieses Rohr a ist bei c mit der Druckleitung einer den Brennstoff fördernden Druckpumpe d verbunden, die durch eine auf der Turbinenachse sitzenden Nockenscheibe d_1 angetrieben wird. Ihr Antrieb könnte übrigens auch in anderer Weise erfolgen.

Die Pumpe d erhält den flüssigen Brennstoff durch einen Stutzen e und ein Rohr f. Der Druck des durch die Pumpe geförderten Brennstoffes und infolgedessen derjenige seines Dampfes werden durch eine Schraube g geregelt. Dies ermöglicht es den durch eine Feder h auf ein in der Druckleitung angeordnetes Ventil i ausgeübten Druck zu ändern. Es ist klar, daß der Druck des in das Schlangenrohr a eingeführten Brennstoffes abhängig ist von der Spannung der Feder h; denn wenn der Druck des Brennstoffes im Rohr a größer ist als der Federwiderstand, so wird das Ventil i von seinem Sitz abgedrückt, und der Brennstoff fließt in die Zuführungsleitung k zurück.

Die Brennstoffleitung a geht, nachdem sie durch den Sammler b für die Auspuffgase hindurchgeführt worden ist, in die Auspuffleitung i und endet in einem Ventil l, das den Austritt des verdampften und dabei ohne Zuhilfenahme eines Verdichters unter Druck gesetzten Brennstoffes regelt. Die Brennstoffdämpfe gelangen sodann in einen Injektor m, der ihre Mischung mit der Luft bewirkt und das Gemisch in eine Kammer n drückt, die mit einer oder mehreren Explosionskammern o der Turbine in Verbindung steht.

Zum Anlassen der Turbine dient ein Brenner p, der von einer Brennstoffzweigleitung gespeist und angezündet wird, während das Ventil l geschlossen ist, um den Brennstoff im Rohr a zu verdampfen. Öffnet man dann das Ventil l, so beginnt der Injektor m unter der Wirkung des Druckes der Brennstoffdämpfe zu arbeiten.

Man kann das Ingangsetzen der Turbine auch ohne den Brenner p bewirken, indem man eine kleine Menge Gasluftgemisch aus einem Nebenbehälter durch den Injektor m in die Kammer n einläßt, bis das Schlangenrohr n, durch den Auspuff genügend erwärmt, in normaler Weise Brennstoffdämpfe erzeugt. Diese Arbeitsweise kann übrigens selbsttätig geregelt werden.

Reicht die Wärme der Auspuffgase nicht aus, um den Brennstoffdämpfen die erforderliche Spannung zu geben, so kann man nach Jules de Lareinty-Tholozan in Paris, dem die Einrichtung unter Nr. 241 101 patentiert ist, das Verdampfungsrohr a auch noch durch die Explosionskammern o hindurchgehen lassen.

Im Interesse der Sache wäre es nur zu wünschen, wenn die Einrichtung sich bewähren wollte.

Ein Vorschlag zur Erhöhung der Leistungsfähigkeit unserer Dampfmaschinen.

Die „Groß"-Dampfmaschine. *)

Mit Zeichnungen auf Tafel 43.

(Schluß aus Heft 21.)

Um einen lautlosen Schluß zu erzeugen, befindet sich an jeder Ventilspindel — alle Ventile liegen auf dem Zylinder — eine Blechplatte, welche ziemlich dicht an der Ventildeckelwand geht und als Puffer ohne Abnutzung wirkt. Die Regelung dieser nicht not-

*) Zu ber. Fig. 6 auf Taf. 43 steht auf dem Kopfe; die Worte: 3 Pendel = 300 kg in Fig. 10 sind fortzudenken; das Maß 830 in Fig. 11 ist in 530 zu ändern; in Fig. 8 fehlt die Anzugplatte über der Feder.

wendig gebrauchten Pufferspannung bewirkt eine Füllung der Ventildeckel mit Öl, welches mehr oder weniger aufgefüllt wird.

Bilden sich Kondenswässer, so werden dieselben durch einige Siebe in der Platte abgezogen. Die Aufgabe: leichte Steuermassen vom Regler bis zum Ventil ist daher zwangläufig gelöst und jene Bauten vermieden, die sich mit der Anwendung von Dampf- oder Luftsteuerungen befassen, die an sich viel zu empfindlich sind, da sie mit schädlichen Flächen und Räumen arbeiten, die sich mit der Abnutzung zu stark verändern und wo diese Veränderung auf die Komplikation eine große negative Einwirkung erzeugt.

Die Reglerspindel wird mit der gesamten Steuermasse pneumatisch gelagert; ohne große Übersetzung zu haben, bietet die Anwendung eines einfachen Luftzylinders als Ersatz für ein Gewicht den massenlosen Effekt, welchen die Sensivität des Reglers wünscht. Dieses ist nicht zu verwechseln mit pneumatisch gesteuerten Steuerkanten und Hebeln, welche an sich gesteuert werden müssen, was hier nicht der Fall ist. Die Reglerspindel arbeitet direkt auf die

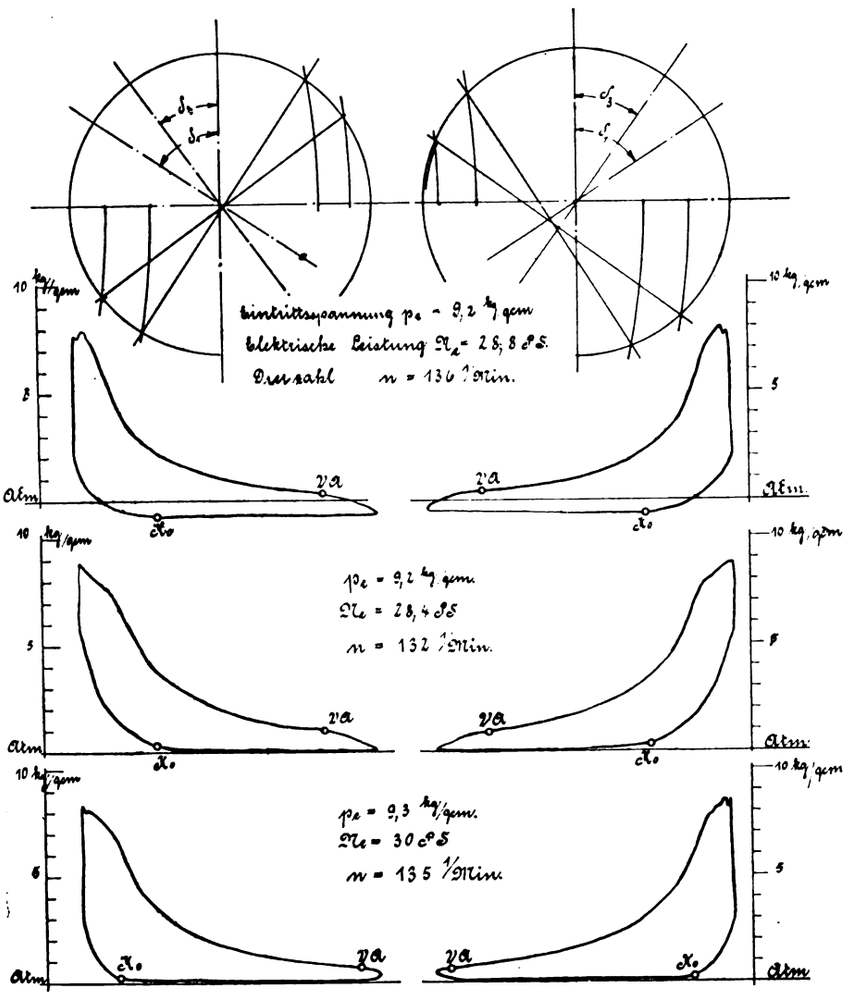


Fig. 98. Z. A.: Mitteilungen aus dem Maschinenlaboratorium der Technischen Staatslehranstalten in Chemnitz.

Steuerschilder, deren steife statische Konstruktion Festigkeit und leichtes Gewicht vereint. Klemmungen in diesen Steuerschildern vermeiden die langen Führungen an denselben, die Leisten sind aus weichem Metall und nachstellbar.

Um den Regler Fig. 13 und 15 zu übersetzen, dient ein Stirnrad mit dreifacher Übersetzung, der Antrieb geht mittels Gelenkkette nach dem Schaft der Kurbelwelle, welcher an der Leiste des ersten Zylinders liegt. Nimmt man die Haube los, so muß die Mutter der Gelenkbolzenlagerungen entfernt werden, oder man entfernt die Mutter der Kugellagerung unten, die den Kammzapfen hält. Hebt man die Haube ab, dann zieht man die Büchse mit den Zähnen mit ab und diejenige Büchse, welche die Kugeln zusammenhält, läßt sich zweiteilig entfernen. Durch die gesamte Anordnung geht das Bestreben, Momente zu vermeiden und Schwerpunktsbahnen zu schaffen, die in sich selbst zurücklaufen, d. h. radial sind und rückdruckfrei arbeiten.

Die Auslaßsteuerung arbeitet mit denselben Einzelheiten ohne Variabilität. Man wird je nach Umlaufzahl davon Gebrauch machen. einen Voraustritt zu wählen oder nicht. Für diesen Fall ist die Steuerung Fig. 10 zu benutzen. Die Kompression beginnt dann bei 40% zurückgelegten Kolbenweg eines beliebigen Zylinders. Man beachte die Kurbelstellungen Fig. 10 am Auslaßende. Bei 6,4% Voraustritt befindet sich dann der dritte Zylinder im toten Punkt. Die Ausschleuderung und Beschleunigung der Triebwerkmassen ist in dieser Stellung gleich und entgegengesetzt gerichtet; d. h. die vor dem toten Punkt liegenden Kurbeln V und IV treiben auf die beschleunigten Kurbeln I und II und reißen dadurch III mit herum. Diese an sich vorzügliche Anordnung ist nicht so wichtig als der Umstand, daß dieses Moment eintritt bei einer auch an anderen Maschinen gebräuchlichen Voraustritt-Abmessung, so daß der Voraustritt bereits bei Kurbel V und IV mit 6,4 und 1,6% eingeleitet werden könnte, wenn nicht gerade die Drehmomente so günstig wären, daß sie zur Kompression ausgenutzt, d. i. zur Wärmeerzeugung genommen werden könnten. Deshalb war notwendig zu beweisen: der Voraustritt kann eigentlich entfallen und praktisch beginnen, wenn Kurbel V 1,6% vor dem toten Punkte auf Voraustritt steht, dann wird die Auslaßsteuerung bei Zylinder IV im toten Punkt und bei Zylinder III 1,6% nach toten Punkt geöffnet. Das Volumendiagramm zeigt, was eigentlich unschädlich ist, den Beginn des Voraustrittes bei Zylinder V mit 0%, Zylinder IV mit 1,6% und Zylinder III mit 6,4% Nacheilung, bis zu welchen Momente dann allerdings Zylinder I auf 25% und Zylinder II auf 15% den Abdampf in die drei Auslaßzylinder hineinkomprimiert, eine Tendenz, die das Momentane des Abdampfes-Austrittes nur fördernd unterstützen kann.

Die Steuerung selbst besitzt die normalen Wälzhebel (Fig. 8 und 9) und damit konformgehenden Aufsetzgeschwindigkeiten der Ventile. Die ungespannte Feder beim Aufsetzen der Ventile wird mit 45 mm Spindelhub maximal beansprucht bis 50 kg, d. i. 10% von dem normalen Schließdruck, das ist notwendig, um eine Schlußtendenz auf alle Fälle zu haben. Die hohl ausgebildete Spindelführung und das Fehlen jeglicher Gestängemassen zwischen Wälzhebel und Antrieb, soweit die sonst gebräuchliche Anordnung von Steuerwellenantrieben in Betracht kommt, läßt die Pleuelstangen-Antriebe der Steuerungen praktisch bleiben. Die Neigung der Schwinge beeinflußt natürlich die Größe der Steuerphasen, auch kann durch Verstellen der Spindeln an den Ventilen und dem eigentlichen Wälzhebelantrieb eine der üblichen Adjustagen vorgenommen werden, die den Voraustritt und die Kompression um einige Prozent zu verändern erlauben.

Der Steuermechanismus wie gewählt, ist einfach bedienbar und für Umsteuerung geeignet, dann wird die Hauptschwinge durch eine Kulisse ersetzt.

Die Wärmetransmission würde an und durch die schmiedeeisernen Zylinder nebst Deckeln eine intensive sein, dagegen sind die Versteifungen der Zylinder als angegossene Stahlringe und Isolierkammern ausgebildet und die Tiefe dieser Kammern und Dicke der Isolierschicht ist so bemessen, daß Wärmeverluste in dieser Hinsicht ausgeschlossen bleiben. Der Kolben besitzt eine Anzahl selbstspannende Ringe, deren Konstruktion auch bei Gasmaschinen erprobt ist, die Metallpackung ist ebenfalls ausgeführt und bekannt. Um ein gefälliges Äußere zu erhalten, sind die Kurbelschenkel von einem zylindrischen Ölfang umgeben. Der Pleuelstangenkopf bleibt frei, die größere Umfanggeschwindigkeit innerhalb dieser zylindrischen Kurbelschutze saugt das Öl von diesem Kopfe in den Fang hinein. Das Dampfdiagramm ist mit 1% schädlichen Raum für mäßig überhitzten Dampf verzeichnet, die Kurven geben die zugehörigen Leistungen und Füllungen.

Man wird diese große Maschine immer liegend ausführen, der Stabilität wegen, die Kürze macht sie deshalb auch für Schiffsmaschinen brauchbar. Zu einer der gezeichneten Maschinen gehören etwa 20 Kessel à 1200 qm, deren Gewicht und Anschaffung bedeutend ist, so lange die jetzigen Typen angewandt werden. Runde Wasserkammern mit höchstens 1600 mm Durchmesser und Siederohre als Verbindung in dieselben eingewalzt, geben die Heizflächen, welche leichtes Gewicht und große Festigkeit haben.

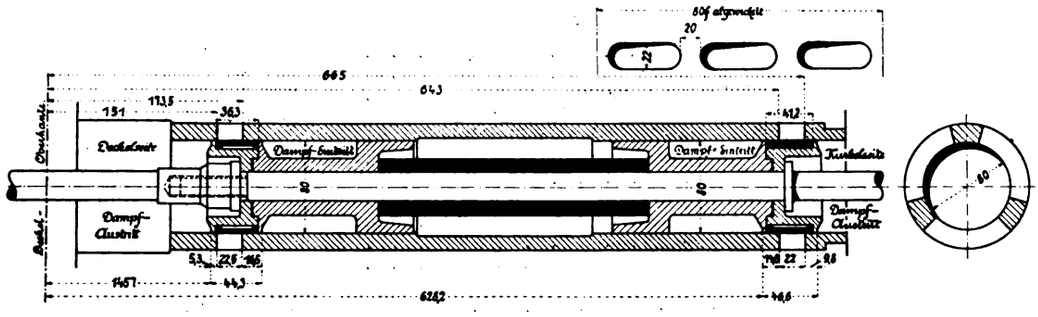


Fig. 99. Z. A.: Mitteilungen aus dem Maschinenlaboratorium der Technischen Staatslehranstalten in Chemnitz.

Andererseits ist die Leistung der Maschinen groß, das Gewicht und der Preis klein, die Überlastung von 50% zu wertvoll, um nicht länger im Kampfe gegen die Großgasmaschine teilzunehmen.

Mitteilungen aus dem Maschinenlaboratorium der Technischen Staatslehranstalten in Chemnitz.

Von Dipl.-Ing. **Fritz L. Richter.**

Mit Abbildungen, Fig. 98 bis 102.

(Fortsetzung aus Heft 21.)

Ich halte es für äußerst wichtig, die Behandlung einer ausgeführten Steuerung zu üben. Eine besondere, wichtige und zugleich auch einfache Aufgabe in dieser Hinsicht ist die Verstellung der Kompression beim Übergang von Kondensationsbetrieb auf Auspuffbetrieb. Die Fig. 98 läßt diese Übung an dem Hochdruckzylinder der Verbundmaschine (Fig. 90, Heft 21) erkennen. Die durch Ausklinken aufgenommenen Steuerpunkte ergeben aus der kurzen beigefügten Diagrammentwicklung, daß nur der Voreilwinkel des Exzenters verändert wird. Allerdings kann bei diesem Zylinder die Kompression überhaupt nicht so groß eingestellt werden, daß sie bei Auspuffbetrieb gänzlich unzulässig wird. Eine solche Erscheinung birgt auch stets die Gefahr einer Betriebsstörung im Kurbelzapfen.

Wesentlich schwieriger ist die Behandlung des vollkommenen Steuerdiagrammes für einen einfachen Schieber. Für diese Übungen ist die Schiebermaschine (Fig. 91, Heft 21) gut geeignet, da für den in Fig. 99 in größerem Maßstabe dargestellten Grundschieber das Exzenter nach Voreilwinkel und Hub verstellt werden kann, wie aus Fig. 100 hervorgeht. Die heute als neu gebaute Schiebermaschine unterscheidet sich von dieser Ausführung nur dadurch, daß der Drehzahlregler diese Exzenterverstellung unmittelbar bewirkt. Für die Übung an der Steuerung ist aber gerade die für die Betrachtung zugängliche Verstellung von Hand das richtige. Diese Schiebersteuerung hat noch den Vorteil, daß sie unmittelbar die Grundlage bildet für das Verständnis der modernen Ventilsteuerungen, nämlich derjenigen mit Kurvenschub und Beharrungsregler.

Es werden für verschiedene Exzenterstellungen die für das Zeichnen der Schieberdiagramme erforderlichen Daten durch Ausklinken bestimmt. Diese sind in Zahlentafel 3 angegeben. Die Mittelstellung des Schiebers und die sonst zur Bestimmung der Überdeckungen erforderlichen Maße am Schieber und in der Laufbüchse werden trotz der vorliegenden Schwierigkeit gemessen. Die Feststellungen sind in Fig. 99 verwertet.

Es sind die Kolbenstellungen für die Schiebermittelstellungen gemessen, da bei den Schiebertotstellungen für kleine Schieberbewegungen bereits eine große Kolbenbewegung vorliegt. Die Festlegung zweier Punkte läßt die Meßunsicherheit beim Zeichnen des Schieberdiagrammes hervortreten. Außerdem wird hierdurch die richtige Berücksichtigung der endlichen Schubstangenlänge gesichert.

Die Scheitelkurve muß sich als gerade Linie ergeben. Sie tut es auch, nur steht dieselbe nicht genau senkrecht zur Kolbenweglinie. Offenbar ist die Grundscheibe des Exzenters nach Fig. 100 etwas verdreht auf der Welle aufgekeilt.

Fig. 102 zeigt die Zusammenstellung der Schieber- und Indikationdiagramme.

Die sich aus den Schieberdiagrammen ergebenden Steuerpunkte stimmen gut mit dem vom Indikator geschriebenen Diagrammen, wenn man die Drosselungen vor Abschluß und nach Eröffnung berücksichtigt. Der Grundschieber (Fig. 100) ist mit seinen Maßen für diese Übung neu hergestellt. Es mußten aber die Maße hingenommen werden, die für die Laufbahn und den Zylinder selbst einmal vorliegen. Da die Maschine gemäß Fig. 91, Heft 21 für Ridersteuerung ausgeführt ist, sind die Abmessungen für die Benutzung eines Schiebers mit kleiner Füllung

Zahlentafel 3.

Meßaufnahmen für Diagrammtafel, Fig. 102.

Diagramm Nr.	Eintrittsspannung Überdruck kg/qcm	Drehzahl 1/Min.	Nutzleistung PS	Hub des Schiebers mm	Stellungen des Kolbens für Mittelstellungen des Schiebers und bei Betrachtung als Rechtsgang. Schieber geht nach K.S.	Schieber geht nach D.S.
1	9,5	131	33	75,5	6,5% v. Totst. K.S.	9% v. Totst. D.S.
2	9,5	135	34	55,6	14% „ „ „	19,6% „ „ „
3	10,5	134	34	48,7	20,95% v. „ „	28,1% „ „ „
4	9,6	117	30	46,4	34,1% h. „ D.S.	26,5% h. „ D.S.

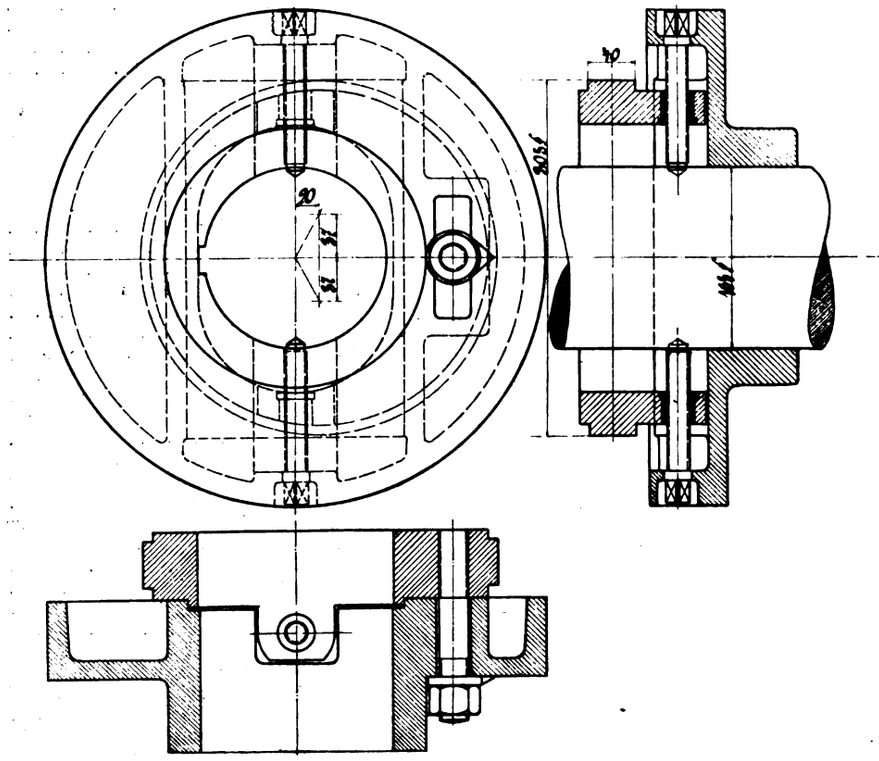


Fig. 100. Z. A.: Mitteilungen aus dem Maschinenlaboratorium der technischen Staatslehranstalten in Chemnitz.

zu gering. Die Diagramme zeigen deshalb ausnahmslos sehr starke Drosselung, die sich vor allem beim Auspuff bemerkbar macht. Beim Eintritt muß durch den Regler, der auf eine Drosselscheibe einwirkt, die Maschine im Gleichgewicht gehalten werden, so daß hier der Hauptteil der Drosselung künstlich herbeigeführt ist.

Um den Schülern einen etwas maßgebenden Versuch über eine gesamte Dampfkraftanlage zu bieten, lasse ich am Schluß des Halbjahres, wenn ich bereits Anforderungen an Selbständigkeit stellen kann und nachdem auch die Kondensation mit Rückkühlung und das Wesen der Verbundmaschine durch einen besonderen

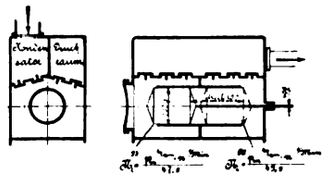


Fig. 101. Z. A.: Mitteilungen aus dem Maschinenlaboratorium der technischen Staatslehranstalten in Chemnitz.

Versuch studiert ist, einen geeigneten Versuch hierfür anstellen. Benutzt wird hierzu die Verbundmaschine (Fig. 90, Heft 21), die an beiden Zylindern mit Ventilsteuerung ausgerüstet ist, und ein Zweiflammenrohrkessel mit Überhitzung.

In der Zahlentafel Nr. 4 ist das Gesamtergebnis dreier derartiger Versuche wiedergegeben.

(Fortsetzung folgt.)

Die Bolinder-Rohöl-Kraftmaschine.

Mit Abbildung, Fig. 103.

Zusammenfassung. Es wird das Arbeitsverfahren der sog. Bolinder-Rohölmaschine zunächst mit speziellem Bezug auf die ortsfeste Ausführung klargelegt. Daran schließen sich Angaben über die Einrichtung der Umsteuerung für die Bolinder-Schiffsmaschine. Der Typ arbeitet im Zweitakt, wobei die frisch eindringende Luft die Reste der vorausgegangenen Explosion aus dem Zylinder hinausdrückt. Kompressionsdruck nur 12 at., gegenüber 35 bis 40 at. bei der Dieselmaschine.

Zu den im Laufe der letzten Jahre entstandenen Rohölkraftmaschinen gesellt sich in der Bolinder-Maschine eine neue. Die Maschine wird nach den Patenten von Rundlöf von der Gesellschaft J. & G. Bolinder in Stockholm ausgeführt und ist im allgemeinen Aufbau aus der Abbildung Fig. 103 ersichtlich.

Die Abbildung gibt einen schematischen Vertikalschnitt durch eine stehende Maschine. Man erkennt daraus, daß das Kurbelgehäuse ge-

*) Der Schluß der Tabelle und die dazu gehörigen Figuren folgen in nächster Nummer.

Zahlentafel Nr. 4.

Untersuchung einer Dampfkraftanlage.*)

			22. 9. 1910	17. 8. 1911	22. 9. 1911
	Versuchstag				
	Versuchsdauer		7 Std.	8 Std.	5½ Std.
	A. Zweiflammrohrkessel 45 qm mit Überhitzer 25 qm, Rost 1,8 qm.				
1	stündlicher Kohlenverbrauch	kg/St.	119,9	124,3	131
2	Gehalt an Schlacke und Asche	%	6,56	7,7	6,4
3	Heizwert der sächsischen Steinkohle (angenommen)	WE/kg	6300	6300	6300
4	Wärmeentwickelung bei vollkommener Verbrennung	WE/kg	756000	783000	825000
5	Temperatur der Gase beim Eintritt in den Überhitzer	°C	—	—	435
6	gespeiste Wassermenge (Injektorspeisung)	kg/St.	566	699	733
7	Speisewassertemperatur t_1	°C	15,3	8,3	16,5
8	Spannung hinter dem Überhitzer p_2	kg/qcm/abs.	12,2	12,1	11,5
9	Dampftemperatur für die Spannung p_2, t_2	°C	187,6	187,3	185,0
10	gemessene Dampftemperatur t_3	°C	250,4	264	236
11	Überhitzungsdifferenz $t_3 - t_2$	°C	62,8	76,7	51,0
12	Wärmeinhalt des überhitzten Dampfes bezogen auf Wasser von 0°	WE/kg	705,4	711,4	696,1
13	Wärmeaufnahme des überhitzten Dampfes	WE/kg	690,1	703,1	679,6
14	„ im Kessel allein	WE/kg	653	659,9	651,1
15	„ im Überhitzer allein	WE/kg	37,1	43,2	28,5
16	„ des gesamten Dampfes	WE/St.	391300	493200	495500
17	Wirkungsgrad der Kesselanlage	%	51,7	63,0	60,4
18	Belastung des Kessels allein (Dampf von 640 WE/kg)	kg/qm/St.	12,9	16,0	16,5
19	„ des Überhitzers	WE/St.	21000	30100	20800
		WE/qm/St.	840	1200	830
20	„ des Rostes	kg/St.	71,5	69	73
	B. Rohrleitung 60 Durchm. 15 m lang, einschl. der Flanschen isoliert.				
21	Spannung beim Eintritt in die Maschine	kg/qcm/abs.	11,85	11,86	10,8
22	Temperatur „ „ „ „ „	°C	198,5	203	192,6
23	Wärmeinhalt „ „ „ „ „	WE/kg	675,8	677,8	673,1
24	Spannungsverlust in der Leitung	kg/qcm	0,35	0,24	0,70
25	Temperaturverlust „ „ „	°C	52	61	43,4
26	Wärmeverlust in der Leitung	WE/kg	30,1	33,6	28
27	„ „ „ „	WE/St.	17000	23500	16800
28	mittleres Volumen für 1 kg Dampf	cbm/kg	0,196	0,190	0,194
29	durchströmendes Dampfvolumen	cbm/St.	111	133	142
30	mittlere Dampfgeschwindigkeit	m/sec.	10,8	13,0	13,9
	C. Verbunddampfmaschine mit Ventilsteuerung. (Fig. 101).				
31	mittlere indizierte Spannungen, Hochdruck D. S.	kg/qcm	2,94	3,16	2,79
	„ „ „ „ K. S.	„	3,05	3,20	2,91
	„ „ „ Niederdruck D. S	„	0,782	1,16	0,963
	„ „ „ „ K. S.	„	0,746	1,18	0,983
32	Drehzahl der Maschine n	1/Min.	137,8	132	141
33	indizierte Leistungen Hochdruck D. S.	PS	24,8	26,6	25,0
	„ K. S.	„	26,8	26,0	25,0
	„ „ Niederdruck D. S.	„	17,6	25,3	22,5
	„ K. S.	„	17,0	25,4	22,6
34	gesamte indizierte Leistung	„	86,2	103,3	95,1
35	elektrische Leistungsabgabe der Dynamo	KW	50,3	59,9	55,1
36	Wirkungsgrad der Dynamo laut Kurve	%	91	91,8	91,3
37	Leistungsabgabe der Dampfmaschine	PS	76,3	89	82,2
38	mechanischer Wirkungsgrad der Dampfmaschine einschließlich Riementrieb	%	88,4	86,3	86,5
39	Reibungsverluste 34 bis 37	PS	9,9	14,3	12,9
40	Leistungsabgabe ausschließlich Antrieb der Kondensation	„	—	—	76,1
41	Dampfverbrauch für die indizierte Leistung	kg/PS/St.	6,6	6,75	7,70
42	„ „ „ „ Nutzleistung	„ „	7,43	7,85	8,90
43	„ „ „ „ „ ausschließlich Kondensatorantrieb	„ „	—	—	9,65
44	davon entfällt auf Mantelheizung	%	5,5	7,7	4,5
45	indizierte Arbeit für 1 kg Dampf	mkg/kg	41000	40000	35100
46	Spannung im Aufnehmer	kg/qcm/abs.	1,8	2,9	2,5
47	absolute Spannung im Kondensator	„ „	(0,194)	0,135	0,151
48	Theoretische Arbeitsleistung für 1 kg Dampf bei adiabatischer Expansion nach J. S. Diagramm von Mollier	mkg/kg	65500	69500	67500
49	Thermodynamischer Wirkungsgrad $^{45}/_{48}$	%	62,5	57,6	52,0
50	Wassergehalt des Abdampfes ausschließlich Mantelwasser bei der wirklichen Arbeitserzeugung nach dem J. S. Diagramm	%	—	8	5,5
	D. Mischkondensation. (Fig. in nächster Nummer).				
51	Sättigungstemperatur im Kondensator t_s	°C	59,1	51,4	53,7
52	Kaltwassertemperatur t_k	„	21,5	19,3	24,2
53	Warmwassertemperatur t_w	„	37,1	36,9	38,0
54	Wärmeaufnahme für 1 kg Wasser	WE/kg	15,6	17,6	13,8
55	Wärmeabgabe für 1 kg gesättigten Dampf	„	588	582	582
56	Verhältnis Wasser/Dampf		37,6	33,0	42,9
57	gemessener Wasserverbrauch des Kondensators	kg/St.	—	20600	26400
58	in den Kondensator eintretende Dampfmenge	„	—	625	619

schlossen ist, aber mit der äußeren Atmosphäre durch die Luftklappen b in Verbindung gesetzt werden kann; diese öffnen sich, wenn beim Aufgange des Kolbens a im Kurbelgehäuse ein Unterdruck entsteht; sie schließen sich wieder sobald beim Niedergange des Kolbens im Kurbelgehäuse ein Überdruck entsteht. Demnach wird beim jedesmaligen Aufgange des Kolbens Luft in das Kurbelgehäuse eingesaugt und beim darauf folgenden Niedergange des Kolbens zusammengepreßt.

Gibt jetzt der niedergehende Kolben den Kanal c frei, so tritt die zusammengepreßte Luft in den Explosionsraum des Zylinders und treibt die von der letzten Arbeitsperiode her noch im Zylinder vorhandenen Verbrennungsgase durch den vom Kolben gerade freigegebenen Auspuffkanal d ins Freie.

Hat dann der Kolben beim nächsten Aufgange die Kanäle c und d wieder verdeckt, so wird die im Explosionsraume eingeschlossene frische Luft durch den aufgehenden Kolben zusammengepreßt. In dem Augenblick, wo der Kolben den oberen Totpunkt erreicht, spritzt sodann eine zur Maschine gehörige Pumpe Öl durch die Düse e in abgemessener Menge in den Glühkopf f ein. Das Öl verdampft sofort, entzündet sich und die Folge dieses Vorganges ist der Arbeitshub. Vom Druck der Verbrennungsgase getrieben, geht der Kolben wieder nieder; er öffnet dabei zunächst den Auspuffkanal d und dann den Luftkanal c, worauf das eben beschriebene Spiel sich wiederholt.

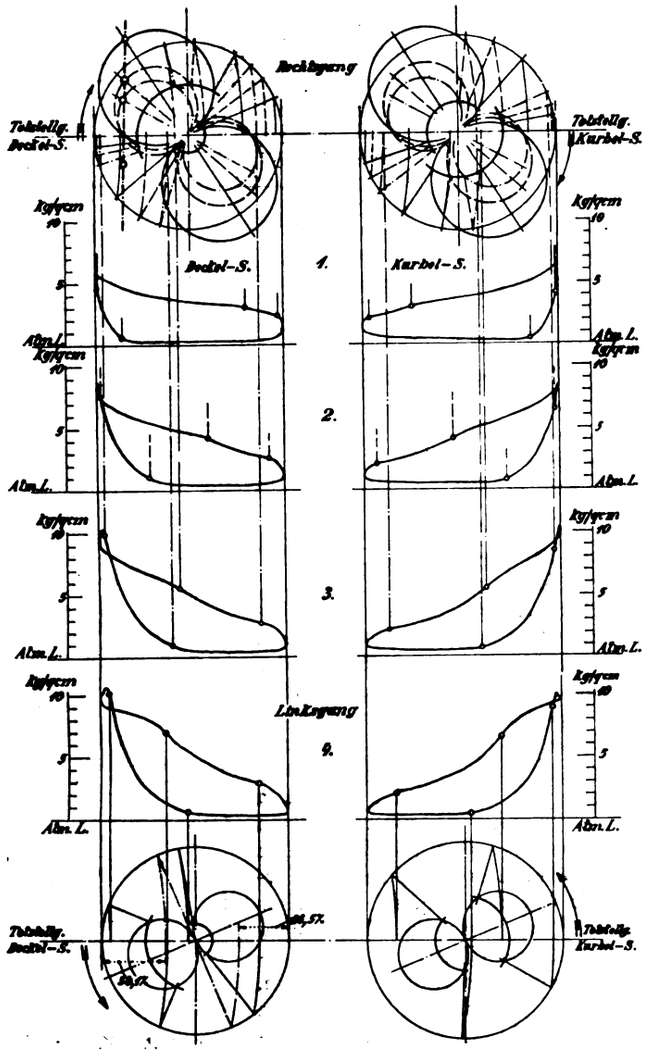


Fig. 102. Z. A.: Mitteilungen aus dem Maschinenlaboratorium der technischen Staatslehranstalten in Chemnitz.

Aus Vorstehendem ist ersichtlich, daß die Maschine im Zweitakt arbeitet, indem auf jede Umdrehung eine Zündung, also ein Arbeitshub entfällt.

Die Regulierung erfolgt zum Teil durch Veränderung der Brennstoffmenge, zum Teil durch Aussetzer.

Bemerkenswert ist weiter, daß in der Bolinder-Maschine die Verbrennungsluft nur bis etwa 12 at. zusammengepreßt wird, im Gegensatz zur alten Dieselmaschine wo Drücke von 35 und 40 at. benutzt werden. Demgemäß bietet auch das Anlassen, wenn man den Glühkopf durch eine Spiritus- oder Gasflamme von außen erwärmt, keine besonderen Schwierigkeiten. Bei Maschinen unter 30 PS soll sogar schon eine halbe Umdrehung des Schwungrades genügen, während für größere eine Druckluft-Anlaßvorrichtung vorgesehen ist.

Maschinen der beschriebenen Art werden stehend oder liegend ein- oder mehrzylindrig für Leistungen von 300 bis 500 PSe ausgeführt. Der Brennstoffverbrauch der ortsfesten Maschine wird zu 230 g pro effektive Pferdekraftstunde garantiert.

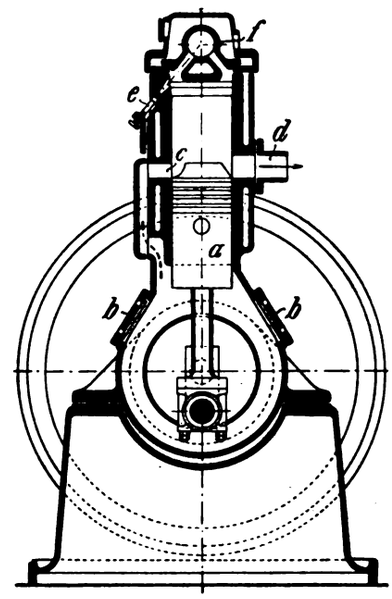


Fig. 103. Z. A.: Die Bolinder-Rohöl-Kraftmaschine.

Für Schiffszwecke sind bisher von der Bolinder-Maschinenbaugesellschaft m. b. H in Wien, der Lizenzinhaberin für Österreich, Maschinen bis 160 PS ausgeführt worden. Diese zeigen übereinstimmend eine geschickte Lösung des Umsteuerungsproblems. Ein Kreuzhebel erhält durch ein Exzenter eine schwingende Bewegung. Bei normalem Gange in beliebiger Drehrichtung stößt der senkrechte Arm dieses Kreuzhebels mittels eines Anschlages bei jeder Umdrehung im richtigen Zeitpunkt an die Stange des Plungers der Brennstoffpumpe. Der Anschlag des wagrechten Armes vom Kreuzhebel geht dagegen an der Plungerstange einer zweiten senkrecht angeordneten Brennstoffpumpe vorbei.

Wird jetzt der Reversierhebel umgelegt, so trifft der Anschlag der stehenden Pumpe die Stange des Plungers in dem Augenblick, wo der Arbeitskolben im Aufgange begriffen ist. Der zweite Anschlag bleibt währenddessen außer Eingriff. Die Explosion schleudert daher den Kolben zurück und bewirkt dadurch die Umkehr der Drehbewegung der Kurbel. Dabei geht der Reversierhebel selbsttätig in die Normalstellung zurück, die stehende Brennstoffpumpe kommt wie vorher zum Stillstand und der Anschlag des senkrechten Kreuzhebelarmes trifft wieder auf die Stange der wagrechten Pumpe.

Vor dem Umsteuern wird die Maschine naturgemäß von der Propellerachse abgeschaltet.

Über Satzturbinen.

Mit Abbildungen, Fig. 104 bis 108.

Bei der vorzüglichen Wasserregulierung der Francisturbinen mit Fink'scher Regulierung ist man in der Lage, Turbinen für die verschiedensten Verhältnisse im voraus zu konstruieren und die Modelle anzufertigen, wodurch auch eine rationelle und billige Herstellung der Turbinen erreicht wird. Damit wird man in den allermeisten Fällen ausreichen und nur ganz besondere Verhältnisse in bezug auf Gefälle und Wassermengen bedingen dann noch besondere Konstruktionen.

Durch ein solches Verfahren entstehen die Satzturbinen, welche in gleicher Konstruktion mit horizontaler oder vertikaler Welle ausgerüstet und als offene Turbine im Wasserkasten oder als Schacht- bezgl. Spiralturbine angeordnet werden können. Die Konstruktion des Laufrades bleibt stets unverändert, nur am Leitrade ist eventuell das Äußere, nicht aber die Hauptkonstruktion zu verändern.

Im Nachstehenden soll nun ein Vorschlag zur Zusammenstellung solcher Satzturbinen gemacht werden, wobei als kleinster

Laufraddurchmesser 300 mm angenommen ist; als größter aber 1000 mm, welche Zahl naturgemäß nicht die oberste Grenze ist, sondern es können auch Laufräder bis zu 2000 mm benutzt werden. Als einheitliches Gefälle ist ein solches von 1 m angenommen und sind für dieses Gefälle auch die Wassermengen gewählt und zwar für Q normal, wobei die Turbine maximal $^4/_3$ Q schlucken kann, wenn die Leitschaufeln ganz geöffnet sind. Also z. B. bei der 700 mm Turbine ist eine zur Berechnung angenommene Wassermenge bei 1 m Gefälle zu 360 l bestimmt. Sie kann aber bei vollgeöffneten Leitschaufeln $^4/_3 \times 360 = 480$ l i. d. Sek. schlucken.

Die für jede Größe angenommenen und in Berechnung gezogenen Wassermengen sind im Schema Fig. 106 in einem bestimmten Maßstabe aufgetragen und so gewählt, daß eine regelmäßige Kurve entsteht, wenn die Endpunkte, der die Wassermengen darstellenden Geraden, verbunden werden. Damit ist die Wahl der in Berechnung zu stellenden Wassermengen erledigt.

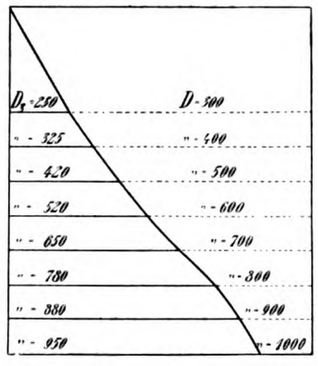


Fig. 104.

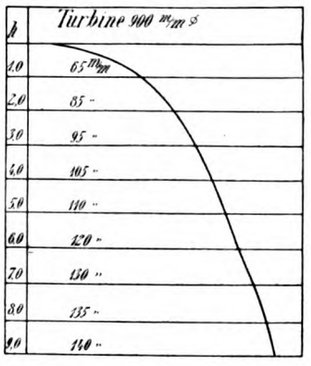


Fig. 105.

Fig. 104 u. 105. Z. A.: Über Satzturbinen.

Durch ein derartiges Aufzeichnen ist eine gute Kontrolle gegeben.

Wenn die Wassermengen, für welche die Turbinen zu berechnen sind, gegeben sind, können die für andere Gefälle leicht berechnet werden, indem man die Wassermenge Q für 1 m mit dem Quoffizienten $\sqrt{H}$ multipliziert. Z. B. schluckt die 700 mm Turbine bei 1 m Gefälle und $^3/_4$ Beaufschlagung, bei welcher die Berechnung durchgeführt ist und der höchste Nutzeffekt erzielt wird 360 l; bei 9 m Gefälle aber $360 \times \sqrt{9} = 1080$ l. Total jedoch $^4/_3 \times 1080 = 1440$ l.

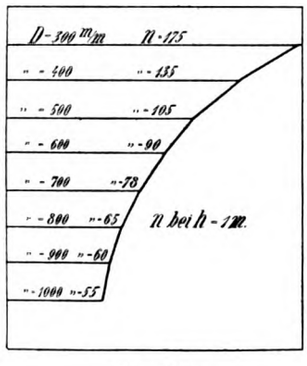


Fig. 106.

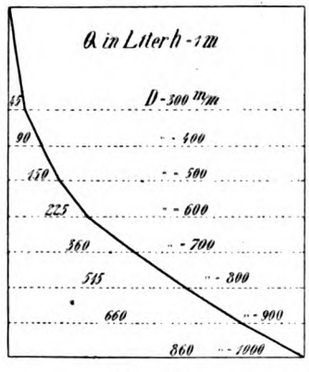


Fig. 107.

Fig. 106 u. 107. Z. A.: Über Satzturbinen.

Naturgemäß muß nun die Umdrehungszahl der Turbine bei 1 m Gefälle berechnet und in einem bestimmten Maßstabe aufgetragen werden, um zu sehen, ob sich wieder eine gesetzmäßig verlaufende Kurve ergibt. Im Schema Fig. 107 ist diese durchgeführt; jede aus der Kurve fallende Umdrehungszahl würde erkennen lassen, daß ein Rechnungsfehler vorgekommen ist. Umdrehungen für andere Gefälle sind ebenfalls durch die Multiplikation mit $\sqrt{H}$ zu erhalten.

Im Schema Fig. 104 ist die Wasserschluckung bei $^3/_4$ Beaufschlagung der 900 mm Satzturbine dargestellt, mit den zugehörigen Umdrehungszahlen und entwickelten PS bei 75 % Nutzeffekt, welcher vorsichtigerweise angenommen ist. Gefälle von 0,5 m bis 10 m, alle 0,5 m.

Auch hier gibt es eine gleichmäßig verlaufende Kurve und würde sich jeder Rechnungsfehler beim Eintragen sicher zeigen. Die Berechnung ist natürlich bei jeder Satzturbine durchzuführen.

Man kann diese Darstellungsweise aber auch auf die anderen Abmessungen der Turbine zur Kontrolle durchführen, wie das Schema Fig. 105 für den Ausgußdurchmesser D_3 der Turbine zeigt. Die Fläche des Ausgusses ist um 15 % höher angenommen, als die Ausströmungsgeschwindigkeit des Wassers verlangen würde, und zwar wegen dem Hineinragen der Turbinenschaufeln in den Ausguß, welcher dadurch verengt wird. Die einzelnen Endpunkte der Ausgußdurchmesser vereint, geben wieder eine gleichmäßig verlaufende Kurve.

Im Schema Fig 108 sind die Wellendurchmesser für die verschiedenen Kraftübertragungen, wie sie durch das wachsende Gefälle bedingt werden, durch Linien dargestellt. Die vereinigten Endpunkte bilden wieder eine regelmäßige Kurve, was die richtige Berechnung bewirkt. Für die stärkeren Wellen würde es angezeigt sein, Stahl zu nehmen, um den Durchmesser nicht zu verschieden zu bekommen; die Welle für 9 m Gefälle würde dann nur 110 mm stark werden. Die Wellen sind auf Verdrehung berechnet und der geringe Zug nach abwärts durch einen größeren Koeffizienten berücksichtigt. Die Reaktionsturbinen haben ja bekanntlich keinen Wasserdruck auszuhalten. Aus dem Schema Fig. 108 ist zu ersehen, daß mit dem wachsenden Gefälle auch die Wellenstärke wachsen muß und muß dieser schon bei dem Entwurfe jeder Satzturbine berücksichtigt werden.

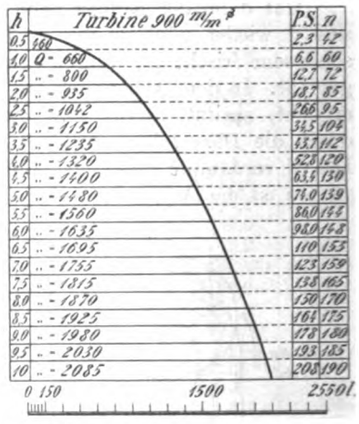


Fig. 108. Z. A.: Über Satzturbinen.

Selbstverständlich können für die einzelnen Turbinennummern auch andere Wassermengen für 1 m Gefälle festgelegt werden.

In gleicher Weise wären Schnelläufer und Langsamläufer als Satzturbinen zu behandeln. Das angeführte Beispiel betrifft einen „Normalläufer".

Neuer Dichtungsring mit Metalleinlage. Jeder der an einer Kraftmaschine zu tun hat, weiß, wie groß die Schwierigkeiten sind, die Packungen derselben dicht zu bekommen. Ganz besonders gilt das von den Dichtungen an den Zylindern der Verbrennungsmaschinen, bei denen man ja wie bekannt, mit außerordentlich hoher Temperatur und auch Gegendruck zu arbeiten hat.

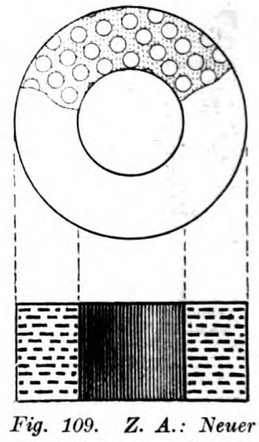


Fig. 109. Z. A.: Neuer Dichtungsring mit Metalleinlage.

Die Abbildung Fig. 109 gibt nun einen unter Nr. 531449 geschützten Dichtungsring mit Metalleinlage wieder, der nach den Zeugnissen zu urteilen, die uns vorliegen, sich besonders zur Abdichtung gegen Teeröl und ähnliche Brennstoffe eignet. Es würde damit ein Dichtungsmaterial gefunden sein, das beispielsweise zur Abdichtung von Brennstoffnadeln und Ventilen der Dieselmaschinen von Wert wäre.

Der Ring besteht aus einem elastischen Material, Gummi, mit einer Anzahl in der Ringebene liegender plattenartiger Einlagen aus Metall. Gewöhnlich werden dazu Metallkompositionseinlagen gewählt, die durchbrochen sind, um so der ganzen Dichtung einerseits eine gewisse Elastizität zu sichern und anderseits eine bessere Verbindung zwischen den Einlagen und dem Gummi zu erzielen.

Die Ringe sind von Gustav Kleemann in Hamburg zu erhalten und sollen sich, wie der Genannte uns mitteilt, unter andern in einem Dauerversuch von 2328 Betriebsstunden an einer 160 PS Nürnberger-Teerölmaschine bewährt haben.

Dezember 1913.

Der prakt. Kraftmaschinenbau und -Betrieb

Branchen-Ausgabe II des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur".

Schriftleitung: Ingenieur F. Wilcke, Leipzig.

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Berechnung einer liegenden 8 PSe Zweitakt-Glühkopf-Kraftmaschine.

Von **W. Wolfmüller**, Ingenieur in **Karlsruhe**.

Mit Zeichnungen auf Tafel 50.

Zusammenfassung. An Hand sehr ausführlicher Zeichnungen auf einer Tafel wird zunächst die Berechnung der Maschine und deren Einzelheiten durchgeführt und dann die Maschine selbst in ihrer Einrichtung beschrieben und die Wirkungsweise erläutert. Die für Rohöl und Naphta konstruierte Maschine ist liegender Bauart und arbeitet im Zweitakt ohne Einlaß- und Auslaßorgane, dafür sind Schlitze vorhanden. Das Kurbelgehäuse dient als Kompressor für die Luft; der Brennstoff wird durch eine kleine Pumpe in den Glühkopf gefördert.

Sollen die Hauptabmessungen einer Explosions- bezw. Verbrennungskraftmaschine von einer bestimmten Leistung festgelegt werden, so ist es nötig, daß der mittlere indizierte Druck und der mechanische Wirkungsgrad der betreffenden Maschinengattung bekannt sind. Diese Werte werden als Erfahrungswerte beim Ausprobieren schon vorhandener Maschinen der gleichen Gattung gewonnen, so daß man sie bei Neukonstruktionen ohne weiteres verwenden kann.

A. Bestimmung der Hauptabmessungen.

Die maximale Dauerleistung einer Zweitakt-Verbrennungsmaschine wird berechnet nach der Gleichung:

$$N_e = N_i \cdot \eta = \frac{F \cdot p_m \cdot Z \cdot s}{60 \cdot 75} \cdot \eta.$$

Es bezeichnet:

- N_i die indizierte Leistung,
- F die Kolbenfläche in cm²,
- p_m den mittleren indizierten Druck in kg/cm²,
- Z die Anzahl der Zündungen (beim Zweitaktmotor ist $Z = n =$ Tourenzahl i. d. Min.),
- s den Kolbenweg in m,
- η den mechanischen Wirkungsgrad.

Tourenzahl und Kolbenweg nimmt man aus Erfahrung an, aber so, daß die mittlere Kolbengeschwindigkeit nicht zu hoch wird. Die Kolbengeschwindigkeit $c = \frac{2 \cdot s \cdot n}{60}$ in m/Sek.

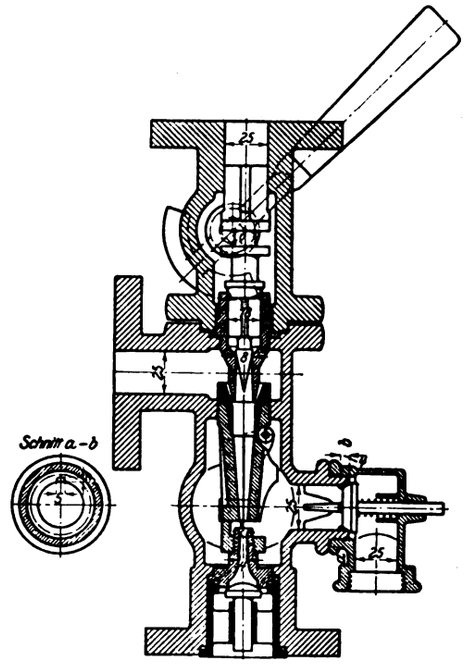


Fig. 110. Z. A.: Mitteilungen aus dem Maschinenlaboratorium der Technischen Staatslehranstalten in Chemnitz.

Wählt man $s = 220$ mm und $n = 360$ pr. Min., so ist:

$$c = \frac{2 \cdot 0{,}22 \cdot 360}{60} = 2{,}64 \text{ m/Sek.},$$

was zulässig ist. Aus Erfahrung weiß man, daß $p_m = 2{,}8$ kg/cm² und $\eta = 0{,}75$ ist; somit enthält die Gleichung N_e nur noch die Unbekannte F. Nun ist es im Verbrennungskraftmaschinenbau üblich, die Abmessungen für eine neu zu bauende Maschine so zu wählen, daß ihre Höchstleistung die Normal- oder Nennleistung um 10—20 % übersteigt. F ist also so zu berechnen, daß die Maschine im Betriebe eine Höchstleistung von ca. 10 PSe hat.

Aus der Gleichung für N_e ist:

$$F = \frac{N_e \cdot 60 \cdot 75}{p_m \cdot z \cdot s} \cdot \eta = \frac{10 \cdot 60 \cdot 75}{2{,}8 \cdot 360 \cdot 0{,}22 \cdot 0{,}75} = 260 \text{ cm}^2,$$

was einer Zylinderbohrung von 185 mm entspricht.

Die Hauptabmessungen der Maschine sind also:

Normal- oder Nennleistung	$N_e = 8$ PSe,
Höchstleistung	$N_{e_{max}} = 10$ „
Zylinderbohrung	$D = 185$ mm,
Hub	$H = 220$ „
Tourenzahl in der Minute	$n = 360$.

B. Berechnung der Einzelteile.

1. Zylinder (Fig. 24 und 25).

Die Wandstärke δ_c des Zylinderlaufmantels ergibt sich aus der Bachschen Gleichung: $r_a = r_i \sqrt{\frac{k_z + 0{,}4\, p_i}{k_z - 1{,}3\, p_i}}$.

darin bezeichnet:

- r_a den äußeren Halbmesser in cm,
- r_i den inneren Halbmesser in cm,
- k_z die zulässige Zugspannung des Stoffes in kg/cm² und
- p_i den inneren Überdruck in kg/cm².

Der größte innere Überdruck im Zylinder tritt bei der Verpuffung auf. Der Verpuffungsdruck p_z beträgt im allgemeinen 18 bis 20 kg/cm², somit ist $p_i = 17$ bis 19 kg/cm², $k_z = 200$ bis 250 kg/cm².

$$r_a = \frac{18{,}5}{2} \sqrt{\frac{220 + 0{,}4 \cdot 18}{220 - 1{,}3 \cdot 18}} \sim 10 \text{ cm}.$$

Wandstärke:

$$\delta_c = r_a - r_i = 10 - 9{,}25 = 0{,}75 \text{ cm}.$$

Dazu kommt noch ein Zuschlag von 5 bis 10 mm für Kernverlagerung und späteres Nachbohren. Demnach ist die Wandstärke δ_c des Zylinderlaufmantels mit ca. 18 mm auszuführen.

Die Wandstärke des Wassermantels ist mit Rücksicht auf das Gießen zwischen 8 bis 15 mm anzunehmen. In vorliegendem Falle ist sie mit 12,5 mm gewählt.

Der Kühlwasserraum zwischen Wasser- und Zylinderlaufmantel ist aus dem stündlichen Kühlwasserverbrauch und der Durchflußgeschwindigkeit zu bestimmen. Der Kühlwasserverbrauch beträgt 15 bis 25 l pro PSe und Stunde. Die zulässige Durchflußgeschwindigkeit kann mit 1,5 bis 2 m in der Minute angenommen werden. Der Querschnitt f des Kühlwasserraumes muß demnach sein: $f = \frac{Q}{c}$, wo Q den gesamten Wasserverbrauch in der Minute und c die Durchflußgeschwindigkeit bezeichnet.

$$f \sim \frac{3{,}3}{1{,}5} = 2{,}2 \text{ qdm}.$$

In vorliegendem Falle ist der äußere Durchmesser des Zylinderlaufmantels = 221 mm und der innere Durchmesser des Kühlwassermantels = 281 mm, also $f = 6{,}2015 - 3{,}8359 = 2{,}36$ qdm. Wegen des Gießens darf f nicht zu klein genommen werden.

Die Einlaß- und Auslaßschlitze macht man in Anzahl und Breite gleich. Die Länge der Einlaßschlitze wählt man mit 0.1 bis 0,12 mal Hub, die der Auslaßschlitze mit 0,17 bis 0,25 mal Hub.

Die Breite der Schlitze darf nicht zu groß gewählt werden, weil sonst die Kolbenringe weit vorspringen und zerbrechen könnten. Durch Anordnung von Stegen werden die Schlitze geteilt. Der Querschnitt der Einlaßschlitze ist so zu bemessen, daß die Luftgeschwindigkeit in denselben 20 m/Sek. nicht übersteigt.

Bezeichnet f_e den Querschnitt der Einlaßschlitze, F den Zylinderquerschnitt, c_e die mittlere Kolbengeschwindigkeit während der Eröffnungsdauer der Einlaßschlitze, V_e die Luftgeschwindigkeit in den Schlitzen, so ist $f_e = \frac{F \cdot c_e}{V_e}$.

Für die verschiedenen Treibstangenverhältnisse r : L schwankt c_e zwischen 0,65 c bis 0,7 c in m/Sek., somit ist:

$$f_e = \frac{268{,}8 \cdot 0{,}7 \cdot 2{,}64}{18} = \infty\ 27{,}5\ \text{cm}^2.$$

Länge der Einlaßschlitze: $l_e = 0{,}11 \cdot 220 \infty 24$ mm, also Gesamtbreite: 27,5 : 2,4 ∞ 12 cm. Nach Fig. 24 wurden gewählt: Zwei Schlitze mit je 35 mm und zwei Schlitze mit je 25 mm Breite.

Die mittlere Kolbengeschwindigkeit während der Eröffnungsdauer der Auslaßschlitze ist: $c_a = 0{,}95$ in m/Sek.

Länge der Auslaßschlitze: $l_a = 0{,}2 \cdot 2{,}20 \infty 4{,}5$ cm; Breite der Auslaßschlitze gleich der Breite der Einlaßschlitze = 12 cm, somit Querschnitt: $f_a = 12 \cdot 4{,}5 = 54\ \text{cm}^2$

und $V_a = \frac{F \cdot c_a}{f_a} = \frac{268 \cdot 0{,}95 \cdot 2{,}64}{54} = 12{,}5$ m/Sek.

Der Luftüberströmkanal soll mindestens den gleichen Querschnitt haben wie die Einlaßschlitze; die zulässige Luftgeschwindigkeit im Kanal kann 10 bis 18 m/Sek. betragen.

2. Kolben, Kolbenbolzen und Kolbenringe (Fig. 3, 4 und 13).

Der Kolben ist ein sog. Tauchkolben. Seine Länge L wird durch den größten Gleitbahndruck K bestimmt. Bezeichnet P_Z den jeweiligen Kolbendruck in kg und β den jeweiligen Winkel zwischen Treibstange und Zylindermitte, dann ist:

$$K = P_Z \cdot \operatorname{tg}\beta \text{ und } P_Z = \frac{D^2 \cdot \pi}{4} \cdot p_z.$$

Die Kraft K ist am größten, wenn der Kolben vom Totpunkte aus

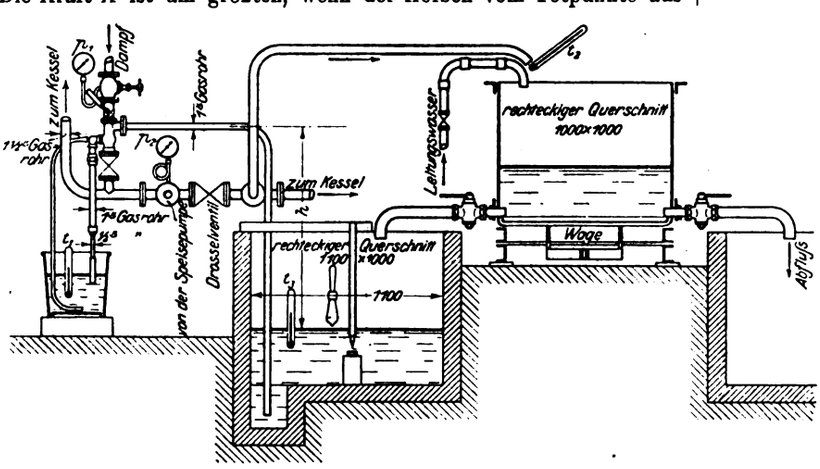


Fig. 111. Z. A.: Mitteilungen aus dem Maschinenlaboratorium der Technischen Staatslehranstalten in Chemnitz.

etwa 10 % seines Weges zurückgelegt hat. Bei der üblichen Treibstangenlänge wird $\operatorname{tg}\beta = 0{,}095$ bis 0,105; somit ist $K \infty P_Z \cdot 0{,}1$.

Bei Spätzündungen bezw. starkem Nachbrennen steigt K auf etwa 0,11 P_Z.

$$K = 0{,}11 \frac{D^2 \cdot \pi}{4} \cdot p_Z = 0{,}11 \cdot 268{,}8 \cdot 18 \infty 540\ \text{kg}.$$

Bezeichnet k den zulässigen Flächendruck in kg/cm², so ist $L = \frac{0{,}11\ P_Z}{D \cdot k}$; k schwankt zwischen 0,5 und 1,5 kg/cm², daher: $L = \frac{540}{18{,}5 \cdot 1} = 30$ cm; ausgeführt mit 330 mm.

Bei der Berechnung der Stärke δ des Kolbenbodens ist dieser als kreisförmige Platte zu betrachten, die an ihrem Umfange frei aufliegt und durch den Druck p per kg/cm² gleichmäßig belastet wird.

Die zulässige Beanspruchung ist $k_b = \varphi \frac{r^2}{\delta^2} \cdot p$, wo $\varphi = 0{,}8$ bis 1,2 und $k_b = 400$ kg/cm². Daraus folgt:

$$\delta = \sqrt{1{,}2 \frac{7{,}75^2}{400} \cdot 18} = 1{,}8\ \text{cm}.$$

Die Wandstärke des Mantels ist $\delta_1 = \frac{D}{50} + t + 0{,}5$ cm, t ist die Tiefe der Ringnuten.

$$\delta_1 = \frac{18{,}5}{50} + 0{,}6 + 0{,}5 = 1{,}47 \infty 1{,}5\ \text{cm}.$$

Vom innersten Kolbenring ab vermindert sich die Wandstärke auf $\delta_0 \infty \frac{1}{2} \delta_1 \infty 7$ mm.

Wegen der erhöhten Wärmeausdehnung ist der Kolbendurchmesser vom inneren Ringe ab nach dem Boden zu um 0,2 % bis 0,5 % zu verjüngen.

Kolbenbolzen. Die größte Beanspruchung des Kolbenbolzens (Fig. 4) tritt im Augenblick der Verpuffung auf.

Das Biegungsmoment wird:

$$M_b = \frac{P}{2} \cdot \left(\frac{l_o}{2} - \frac{l}{4}\right) = W \cdot k_b;$$

$W = 0{,}1\ d^3$ und $k_b = 800$ bis 900 kg/cm².

$$P = \frac{\pi}{4} D^2 \cdot 18 = 14\ D^2,\ l = 0{,}5\ D,\ l_o = 0{,}75\ D,$$

$$\frac{14}{2} D^2 \left(\frac{0{,}75\ D}{2} - \frac{0{,}5\ D}{4}\right) = 0{,}1\ d^3 k_b = 7\ D^2 \cdot 0{,}25\ D,$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{1{,}75\ D^3}{800 \cdot 0{,}1}} = 5{,}16 \infty 5{,}5\ \text{cm}.$$

Außerdem ist der Kolbenbolzen noch auf Flächendruck zu prüfen. Zulässig ist p bis 120 kg/cm².

Flächendruck: $p = \frac{P}{l \cdot d} = \frac{5000}{9 \cdot 5{,}5} = 100$ kg/cm².

Kolbenringe (Fig 13). Ringstärke $s = r_m \frac{\sqrt{k_b}}{560}$ (nach Reinhardt), $k_b = 1000$ kg/cm², $r_m = \frac{D - s}{2}$,

also: $s = 87 \cdot \frac{\sqrt{1000}}{560} \infty 5{,}5$ mm.

Ringbreite:

b = 1,5 s bis 2 s, ausgeführt b = 9 mm,

Ringausschnitt: $e = 2{,}4 \frac{D^2}{s} \cdot \frac{k_b}{E}$,

Elastizitätsmodul für Gußeisen: E = 858 000.

$$e = 2{,}4 \frac{18{,}5^2}{5{,}5} \cdot \frac{1000}{850000} \infty 1{,}7\ \text{cm}.$$

Anzahl der Ringe: 4 bis 6 Stück.

Der Durchmesser der Ringnut ist um etwa 1 mm kleiner zu wählen, wie der innere Durchmesser des zusammengespannten Ringes.

3. Kurbelwelle (Fig. 19 u. 20).

Die Kurbelwelle ist einfach gekröpft. Es genügt, den Kurbelzapfen und die Kurbelarme für die während der Verpuffung wirkende Kraft zu berechnen.

a) Kurbelzapfen. Maximaler Kolbendruck:

$$P = p \cdot \frac{\pi}{4} D^2 = 18 \cdot \frac{3{,}14}{4} \cdot 18{,}5^2 = 5000\ \text{kg},$$

Biegungsmoment:

$$M_b = \frac{P}{2} \cdot l = 2500 \cdot 19{,}2 \infty 50\,000\ \text{cmkg},$$

Spannung:

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W},\ W = 0{,}1\ d^3;\ d \text{ angenommen zu } 85\ \text{mm},$$

$$W = 0{,}1 \cdot 85^3 \infty 62\ \text{cm}^3,$$

$$\sigma_b = \frac{50000}{62} = 800\ \text{kg/cm}^2, \text{ zulässig bis } 1000\ \text{kg/cm}^2.$$

b) Kurbelarme. Biegungsbeanspruchung:

$$M_b = \frac{P}{2} \cdot 11{,}4 = 2500 \cdot 11{,}4 = 28\,500 \text{ cmkg},$$

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W};\ W = \frac{1}{6} b^2 h, \text{ angenommen } b = 5{,}2 \text{ cm},\ h = 10{,}5 \text{ cm},$$

$$W = \frac{1}{6} 5{,}2^2 \cdot 10{,}5 = 47 \text{ cm}^3; \qquad \sigma_b = \frac{28\,500}{47} = 600 \text{ kg/cm}^2.$$

Beanspruchung auf Druck:

$$\sigma_d = \frac{\frac{P}{2}}{5{,}2 \cdot 10{,}5} = \frac{2500}{5{,}2 \cdot 10{,}5} = 46 \text{ kg/cm}^2.$$

Gesamtbeanspruchung: $\sigma = 600 + 46 = 646$ kg/cm².

c) Welle im Hauptlager.

Drehbeanspruchung der Welle im Lager.

Größtes Drehmoment:

$$M_d = \frac{P}{2} \cdot 11 = 2500 \cdot 11 = 27\,500 \text{ cmkg},$$

$$M_d = \frac{\pi}{16} \cdot d^3 k_d, \text{ d angenommen zu 78 mm}, \quad = 0{,}2\, d^3 k_d,$$

Drehbeanspruchung: $\tau = \frac{27\,500}{0{,}2 \cdot 7{,}8^3} = 300$ kg/cm² (zulässig).

Beanspruchung aus Schwungradgewicht und Riemenzug.

Schwungradgewicht und Riemenzug sollen in einer Richtung wirken. Das Schwungradgewicht wurde zu 400 kg festgestellt.

Riemenzug: $S = \frac{M_d}{R}$, $M_d = 71\,620 \cdot \frac{N_i}{n} = 71\,620 \cdot \frac{13}{360}$

$= 2600$ cmkg.

Riemenscheibenhalbmesser: R = 225 mm.

$$S = \frac{2600}{22{,}5} = 118 \text{ kg},$$

Achsendruck: $Q = 3\,S = 354$ kg.

Biegungsmoment: $M_b = 400 \cdot 19 + 354 \cdot 32 = 19\,000$ cmkg,

Widerstandsmoment: $W = 0{,}1\, d^3 = 0{,}1 \cdot 7{,}8^3 = 47{,}4$ cm³,

Beanspruchung: $\sigma_b = \frac{19\,000}{47{,}4} = 400$ kg/cm²,

Gesamtbeanspruchnng: $\sigma = 0{,}35 \cdot \sigma_b + 0{,}65 \sqrt{\sigma_b^2 + 4 \cdot \tau^2}$

$\sigma = 0{,}35 \cdot 400 + 0{,}65 \sqrt{400^2 + 4 \cdot 300^2} = 610$ kg/cm² (zulässig).

Prüfung auf Heißlaufen:

Kurbelzapfen: Flächendruck $p = \frac{P}{d \cdot l}$, l angen. zu 10,5 cm,

$$p = \frac{5000}{8{,}5 \cdot 10{,}5} = 56 \text{ kg/cm}^2 \text{ (zulässig)},$$

Wellenzapfen im Hauptlager: $p = \frac{0{,}5\,P}{d \cdot l}$, $l = 16$ cm,

$$p = \frac{2500}{7{,}8 \cdot 16} = 20 \text{ kg/cm}^2.$$

4. Treibstange. Fig. 10.

Der Stangenschaft wird durch die Stangenkraft auf Druck und Knickung beansprucht; Stangenkraft ∞ Kolbendruck:

$$P = 5000 \text{ kg}.$$

Für die Treibstange gilt: $P = \frac{\pi^2}{S} \cdot E \cdot \frac{J}{L^2}$.

Es bezeichnet: L die Länge der Stange von Mitte zu Mitte Zapfen in cm, I das kleinste äquatoriale Trägheitsmoment des Stangenquerschnittes in der Mitte in cm⁴, E den Elastizitätsmodul des Baustoffes der Stange in kg/cm², S den Sicherheitsgrad gegen Knicken.

Wird $E = 2\,000\,000$ kg/cm², $S = 30$ u. $\pi^2 = 10$ gesetzt, so ist:

$$P = \frac{10}{30} \cdot 2\,000\,000 \frac{\pi d^4}{64 \cdot L^2} \sim 33\,000 \frac{d^4}{L^2}.$$

Ist $L = 4{,}5$ r ∼ 500 mm, so ist:

$$d = \sqrt[4]{\frac{5000 \cdot 2500}{33\,000}} = \sqrt[4]{358} = 4{,}8 \text{ cm}.$$

Die höchste Beanspruchung des Schaftes tritt in der Mitte auf, nach den beiden Stangenköpfen zu nimmt die Beanspruchung ab. Der Einfachheit halber macht man den Schaft konisch mit der stärksten Stelle auf der Kurbelzapfenseite.

Lagerdeckel und Deckelschrauben der Treibstange werden durch den Kolbendruck nicht beansprucht, da kein Druckwechsel eintritt. Eine Beanspruchung erleiden Deckel und Schrauben nur durch die Beschleunigungskraft der Massen der Treibstange und des Kolbens.

5. Schwungrad. Nach Güldner ist das Kranzgewicht:

$$G = \frac{k\,(0{,}75 - \varrho)\, 32{,}8 \cdot 10^6 \cdot N_i}{d_s \cdot D^2 \cdot n^3}.$$

Für Einzylinder-Zweitaktmaschinen ist $k = 0{,}4$, $\varrho = \frac{p_c}{p_i}$,

p_c bezeichnet den mittleren indizierten Kolbendruck während eines Verdichtungshubes in kg/cm²,

p_i bez. den mittleren indizierten Kolbendruck von N_i in kg/cm².

Der Ungleichförmigkeitsgrad $\delta_s = 1 : 40$.

Das Kranzgewicht des Schwungrades wurde ermittelt zu 300 kg, das Gesamtgewicht zu 400 kg.

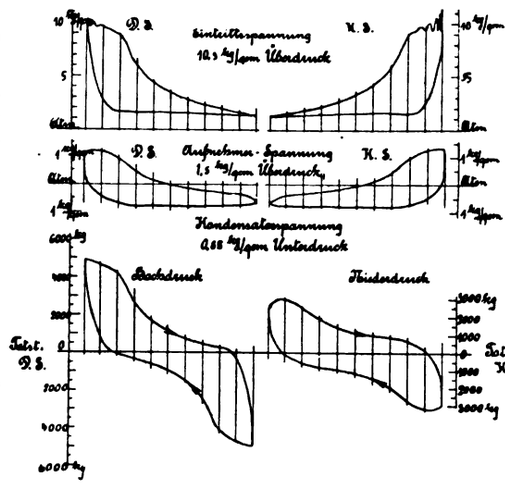


Fig. 112. Z. A.: Mitteilungen aus dem Maschinenlaboratorium der Technischen Staatslehranstalten in Chemnitz.

6. Brennstoffpumpe, Fig. 14 u. 18. Die Brennstoffpumpe muß so bemessen sein, daß sie noch den zur Höchstleistung von 10 PS_e nötigen Brennstoff fördert. Der Brennstoffverbrauch per PS_e und Stde. beträgt ca. 380 gr. Das spezifische Gewicht des Brennstoffes ist 0,88.

Brennstoffverbrauch per PS_e u. Stde. $380 : 0{,}88 = 432$ ccm,

„ „ 10 PS_e in d. Min. $V = \frac{10 \cdot 432}{60} = 72$ ccm,

„ „ Ladehub $v = \frac{72}{360} = 0{,}15$ „

Der Kolbenhub soll möglichst gering sein, um eine möglichst kurze Förderzeit zu erhalten; er ist angenommen zu $h = 0{,}3$ cm.

Nun ist $\frac{\pi}{4} d^2 \cdot h = 0{,}15$, $d^2 = \frac{0{,}15 \cdot 4}{3{,}14 \cdot 0{,}3} =$ also: 0,64,

$$d = \sqrt{0{,}64} = 0{,}8 \text{ cm}.$$

Unter Berücksichtigung des Wirkungsgrades wurde d = 10 mm gewählt.

7. Verdichtungsraum. Zulässige Kompressionsspannung 7 bis 9 at.

Es bezeichnet: V_h das Kolbenhubvolumen, V_s den schädlichen Raum im Glühkopf und Zylinder, E den Verdichtungsgrad, k den absoluten Verdichtungsexponent, p_a die Ansaugspannung in at, p_c die Endspannung in at.

Das Hubvolumen $V_h = \frac{\pi}{4} D^2 \cdot H = \frac{3{,}14}{4} \cdot 1{,}85^2 \cdot 2{,}2 =$

$= 5{,}9136$ cdm,

Der schädliche Raum wurde ermittelt zu: $V_s = 1{,}24$ cdm

$$E = \frac{V_h + V_s}{V_s} = \frac{7{,}1536}{1{,}24} = 5{,}78.$$

$p_c = p_a \cdot E^k$, $p_a = 0{,}9$ at., $k = 1{,}25$,

$p_c = 0{,}9 \cdot 5{,}78^{1{,}25} = 8{,}06$ at. absolut.

8. Kurbelkasten, Fig. 8. Der Kurbelkasten wird auf Zug und Biegung beansprucht. Mit Rücksicht auf das Gießen wurde die Wandstärke zu 15 mm angenommen, wobei der am meisten beanspruchte Querschnitt der Beanspruchung reichlich genügt.

Arbeitsweise und Beschreibung der Maschine.

Die Maschine arbeitet im Zweitakt, d. h. zu einem vollständigen Verbrennungsvorgang sind zwei Kolbenhübe nötig. Erreicht wird diese Arbeitsweise dadurch, daß das Austreiben der Verbrennungsrückstände zu Ende des Expansionshubes durch Preßluft bewerkstelligt wird, die entweder mittels einer besonderen Luftpumpe oder, bei entsprechender Ausbildung des Kurbelkastens, in diesem erzeugt wird. Die Menge dieser Preßluft muß so groß sein, daß sie zum Austreiben der Verbrennungsgase sowie zum Laden des Zylinders mit frischer Luft für die folgende Verbrennung ausreicht.

Bei der vorliegenden Maschine dient der allseitig luftdicht verschlossene Kurbelkasten, Fig. 8, als Luftpumpe. Beim Hin-

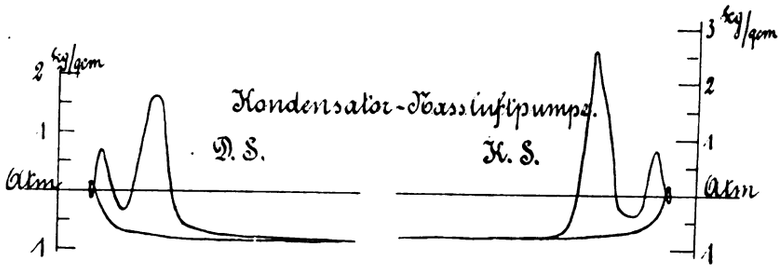


Fig. 113. Z. A.: Mitteilungen aus dem Maschinenlaboratorium der Technischen Staatslehranstalten in Chemnitz.

gange des Kolbens wird durch das Schnarchventil a, Fig. 8, 15 u. 16, Luft in den Kurbelkasten gesaugt, die beim Kolbenrückgange verdichtet wird. Sobald der Kolben die Einlaßschlitze c, Fig. 8 u. 25, freilegt, strömt die Luft durch den Überströmkanal b und die Schlitze c in den Zylinder. Die Eröffnung der Auslaßschlitze d beginnt vor derjenigen der Einlaßschlitze. Die Abgase von der vorhergehenden Verbrennung können vorausströmen und sich etwas entspannen. Die nun durch die Einlaßschlitze einströmende Luft schiebt den Rest der Abgase vor sich her durch die Auslaßschlitze ins Freie. Durch entsprechende Ausbildung des Kolbenbodens wird erreicht, daß die Spülluft nicht den direkten Weg nach den Auslaßschlitzen ausschlägt, sondern sich zuerst dem Zylinderende zu bewegt, hier umkehrt und die Richtung nach den Auslaßschlitzen zu einnimmt.

Die Spannung der Spülluft muß möglichst gering sein, etwa 0,2 bis 0,4 at. Der Querschnitt der Einlaßschlitze ist so zu bemessen, daß die Luft mit kleinster Geschwindigkeit einströmt und die Abgase geschlossen vor sich herschiebt, ohne sie durcheinander zu wirbeln. Das Einströmen der Spülluft dauert solange, bis der Kolben auf seinem Hingange die Einlaßschlitze wieder vollständig abdeckt. Die noch im Zylinder verbleibende Frischluft dient bei der nun folgenden Verbrennung als Verbrennungsluft. Deckt der Kolben auch die Auslaßschlitze ab, so beginnt das Komprimieren der Verbrennungsluft im Arbeitszylinder. Kurz vor dem Ende des Kompressionshubes pumpt die Brennstoffpumpe g, Fig. 6, 14 u. 18, den Brennstoff durch die Einspritzdüse t, Fig. 8 u. 9, in den Verdampfer an dessen heißen Wandungen der Brennstoff verdampft und sich mit der vom Zylinder her eindringenden Luft mischt. Ungefähr beim Hubwechsel entzündet sich das Brennstoff-Luft-Gemisch an der heißen Wandung des Verdampfers. Infolge der Wärmentwicklung bei der nun folgenden Verbrennung, dehnen sich die Verbrennungsgase plötzlich und stark aus, wodurch auf den Kolben ein Druck und damit die Kraftentwicklung erzeugt wird. Der Kolben wird zurückgetrieben und das Spiel beginnt von neuem.

Das Einlassen der Frischluft und das Auslassen der Verbrennungsgase geschieht hier also durch die Einlaß- und Auslaßschlitze, die vom Kolben gesteuert werden. Ein- und Auslaßventile fehlen infolgedessen ganz, ebenso eine besondere Zündungsvorrichtung.

Bezüglich der Konstruktion der Maschine ist folgendes zu bemerken: Der Kurbelkasten ist, wie bereits erwähnt, luftdicht verschlossen und dient als Luftpumpe. Er ist so bemessen, daß sich das Kurbelgetriebe frei bewegen kann, ohne daß ein allzugroßer schädlicher Raum entstände. Ein zu großer Hohlraum im Kurbelkasten verschlechtert nämlich dessen Wirkung als Luftpumpe. Bei zu geringer Luftmenge wird demgegenüber der Zylinder nur mangelhaft gespült und die zu einer guten Verbrennung nötige Luft nicht geliefert. Schlechte Verbrennung, rasches Verschmutzen des Zylinders, geringe Leistung und verhältnismäßig hoher Brennstoffverbrauch sind die Folgen einer unzureichenden Spül- und Ladeluftmenge.

Die Kurbelwellenlager, Fig. 21 bis 23, sind gleichzeitig als Deckel ausgebildet und seitlich am Kurbelkasten angeschraubt. Jedes Lager ist mit einem zweiteiligen Schmierringe ausgerüstet. Um zu verhindern, daß zwischen Lagerschalen und Kurbelwellenschenkeln Luft aus dem Kurbelkasten entweicht, sind Dichtungen vorgesehen. Der Rotgußring h_1 ist auf den Wellenschenkel aufgesteckt und durch Stifte i mit dem Kurbelarm verbunden. Von dem Kurbelarm mitgenommen, dreht sich Ring h über einem Ansatz der Lagerschalen. Zwischen dem Ringe h und diesem Ansatz bildet sich eine dünne Schmierölschicht, die das Durchdringen der Luft verhindert. Auf der Stirnfläche des Ringes sind Ölnuten eingehauen, denen das Schmieröl vom Lager her zuläuft.

Der Arbeitszylinder ist frei hängend am Kurbelkasten angeschraubt, Fig. 6 u. 8. Zylinderlaufmantel und Wassermantel sind in einem Stück gegossen. Die Einlaß- und Auslaßschlitze sowie der Überströmkanal sind wichtige Teile am Zylinder.

Der Verdampfer oder Glühkopf f, Fig. 17, ist ein kugelförmiges Gußstück, daß den Zylinder abschließt. Die beiden Kanäle sind insofern von Vorteil, als die Spülluft durch den oberen in den Glühkopf eindringen und durch den unteren wieder austreten kann, wodurch eine gute Spülung erreicht wird. Es bleibt nur eine Luft im Glühkopf zurück, die eine gute Verbrennung ermöglicht.

Die Brennstoffpumpe, Fig. 14 u. 18, ist eine einfache Kolbenpumpe mit einem Saug- und zwei Druckventilen. Der Hub der Pumpe kann durch Verschieben der Führung k verändert und dem jeweiligen Brennstoffbedarf angepaßt werden. Die Pumpe hat gegen den vollen Kompressionsdruck zu arbeiten, weshalb zwei Druckventile von Vorteil sind. Der Antrieb der Pumpe geschieht durch das Pendel l mittels Exzenters p, Fig. 6 u. 7, Zugstange m und Hebel n.

Die Regulierung erfolgt dadurch, daß beim Steigen der Tourenzahl das Pendel l nachschwingt und den Stößel r nicht mehr trifft. Die Brennstoffzuführung bleibt dann solange unterbrochen, bis die Tourenzahl wieder auf die normale fällt. Der Motor hat also sogenannte Aussetzerregulierung, d. h. entweder wird die ganze zu einer vollständigen Verbrennung nötige Brennstogmenge zugeführt, oder die Brennstoffzuführung hört ganz auf,

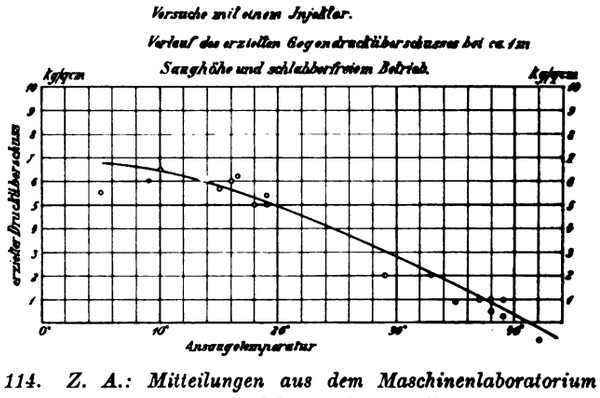


Fig. 114. Z. A.: Mitteilungen aus dem Maschinenlaboratorium der Technischen Staatslehranstalten in Chemnitz.

sobald die Kraftentwicklung größer ist als der augenblickliche Kraftbedarf, die Zündungen fallen dann aus. Die Feder q dient zum genauen Einstellen der Tourenzahl.

Die Einspritzdüse, Fig. 9, besteht aus dem Düsenkörper s, der eigentlichen Düse t, dem Düseneinsatz u und dem Kugelventil v. Der Brennstoff sammelt sich in dem Kanal des Düsenkörpers an und wird beim Druckhube der Brennstoffpumpe durch das Kugelventil v über die Schraubengewindegänge des Düseneinsatzes der eigentlichen Düse zugeführt. Die Schraubengewindegänge auf der Oberfläche des Düseneinsatzes geben dem aus der Düse austretenden Brennstoffstrahl eine drehende Bewegung, die zu einer gründlichen Zerstäubung beiträgt.

Bei hoher Belastung werden die Wandungen des Verdampfers zu heiß, das Brennstoff-Luftgemisch entzündet sich zu früh und der Motor fängt an zu klopfen. Zur Beseitigung dieses Übel-

standes dient die Wassereinspritzvorrichtung x, Fig. 6, 8 u. 12. Sobald ein Klopfen im Motor hörbar ist, führt man dem Zylinder mittels dieser Einspritzvorrichtung etwas Wasser zu. Das Wasser verdampft im Zylinder, wozu ein Teil der Kompressionswärme verbraucht wird. Die Temperatur des Brennstoff-Luftgemisches füllt und damit auch die der Verdampferwandungen. Durch die Zuführung der entsprechenden Wassermenge kann man den Zündzeitpunkt so verändern, daß die Zündung im richtigen Moment erfolgt. Als Einspritzwasser dient das vom Zylinder ablaufende heiße Wasser.

Fig. 12 zeigt die Wassereinspritzvorrichtung im Schnitt. Sie besteht in der Hauptsache aus den Gehäusen x und x_1, der Regulierspindel y dem Schauglas z. Das Wasser tritt vom Zylinder her kommend bei x_2 ein. Die Menge des zuzuführenden Wassers kann mittels der Spindel y reguliert werden.

Das Schnarchventil, Fig. 15 und 16, besteht aus dem Ventilgehäuse e, der Haube a, der Hubbegrenzungsscheibe f_1, der Ventilklappe g_1 und der Feder i. Die Arbeitsweise dieses Ventils ist allgemein bekannt.

Die Inbetriebsetzung des Motors geschieht folgendermaßen: Mittels einer besonderen Lampe wird der Verdampfer f bis zur Dunkelrotglut angewärmt und mittels Handhebels o, Fig. 14, wird von Hand etwas Brennstoff in den Verdampfer gepumpt. Dann dreht man am Schwungrad entgegengesetzt der normalen Drehrichtung, bis Kompression entsteht, worauf man das Schwungrad losläßt, das einige Male hin und herpendelt bis eine Zündung erfolgt. Einige Minuten nach Inbetriebsetzung kann die Anwärmelampe entfernt werden.

Bei normaler Belastung wird durch die Verbrennungen der Verdampferwandung soviel Wärme zugeführt, daß sie beständig in Dunkelrotglut erhalten bleibt, wobei sie eine Temperatur besitzt, die zur Verdampfung und Entzündung des zugeführten Brennstoffes ausreicht. Nur bei Leerlauf oder geringer Belastung wird es nötig sein, die Anwärmlampe mit verkleinerter Flamme brennen zu lassen.

Die Schmierung des Zylinders kann entweder mittels einer Ölpumpe oder eines Kompressionsölers bewerkstelligt werden. Wie aus Fig. 8 zu ersehen ist, ruht die Kugelwelle in Ringschmierlagern. Zur Schmierung des Pleuelstangenlagers am Kurbelzapfen bedient man sich des sog. Schleuderschmierverfahrens, wobei das Schmieröl aus einem seitlich am Kurbelkasten sitzenden Öler dem Schleuderring zuläuft. Für das Pleuelstangenlager am Kolbenzapfen ist auf der Kolbenoberfläche eine Nut eingefräst in der sich etwas Schmieröl von der Zylinderwandung her ansammelt, das mittels einer entsprechenden Leitung dem Lager zugeführt wird.

Als Brennstoff kommen Rohöl, Naphta usw. in Betracht.

Mitteilungen aus dem Maschinenlaboratorium der Technischen Staatslehranstalten in Chemnitz.

Von Dipl.-Ing. **Fritz L. Richter.**

Mit Abbildungen, Fig. 110 bis 115.

(Fortsetzung aus Heft 23.)

Für den letzten Versuch vom 22. September 1911 ist das Ergebnis der Wärmebilanz durch das Wärmediagramm nach Sankey in Fig. 115 anschaulich gemacht, es ist ein Diagrammsatz für die Dampfmaschine in Fig. 112, für den Kondensator in Fig. 113 gegeben.

In Fig. 112 sind zugleich Überdruckdiagramme gegeben.

Die Kondensatordiagramme (Fig. 113) lassen deutlich in dem mit besserem Vakuum immer schnelleren Spannungswechsel die

Fortsetzung der Tabelle aus Heft 23.

			22. 9. 1910	17. 3. 1911	22. 9. 1912
	Versuchstag				
	Versuchsdauer		7 Std.	8 Std.	5½ Std.
59	Wassergehalt des Abdampfes	%	—	3	12,5
60	wirklicher Wasserverbrauch zum theoretischen		2,4	1,8	2,1
61	Stromaufnahme des antreibenden Motors	KW	—	—	5,3
62	Wirkungsgrad des Elektromotors aus Kurve	%	—	—	85
63	Leistungsverbrauch der Kondensation	PS	—	—	6,1
64	Leistungsverbrauch der Kondensation einschließl. Rückkühlung in % der Maschinen-Nutzleistung	%	—	—	7,4
65	Leistungsverbrauch der Kreiselpumpe für den Kühlturm aus der ersten Abbildung in der nächsten Forts. ermittelt	PS	—	—	3,8
66	Leistungsbedarf der Luftpumpe	„			2,3
67	mittlere indizierte Spannungen, Deckel S.	kg/qcm	Federmaßstab		0,40
	in der Luftpumpe Kurbel S.	„	ist bei diesen		0,40
68	indizierte Leistung, Deckel S.	PS	Versuchen zu		1,04
	in der Luftpumpe. Kurbel S.	„	unsicher		0,96
69	gesamte indizierte Leistung in der Luftpumpe	„			2,00[1])
70	Wärmeaufnahme des Kühlwassers	WE/St.	—	362000	365000
	E. Hölzerner Kühlturm. Rieselquerschnitt oben 2,825 m × 2,825 m = 8 qm.				
71	Mittelwert der Wassertemperatur	°C	29,3	28,1	31,1
72	mittlere Temperatur der Außenluft	„	9,1	7,4	12,3
73	mittlere Kühlgrenze der Außenluft (Ventilator-Psychrometer)	„	8,2	3,1	10,7
74	Temperatur der Luft oben im Turm	„	26,7	25,3	31,5
75	Kühlgrenze der Luft oben im Turm (Schleuder-Psychrometer)	„	25,5	24,8	31,0
76	Belastung des Kühlturmes	WE/qm St.	—	45200	45600
	„ „ „ Dampf von 580 WE/kg	kg/qm St.	—	78	79
77	Wärmeinhalt von 1 kg eintretender Luft einschließlich ihres Feuchtigkeitsgehaltes[2])	WE/kg	5,8	3,4	7,1
78	Davon entfallen auf die Luft, bezogen auf 0° C	„	2,1	1,7	2,9
79	„ „ „ den Wasserdampf, bezogen auf Wasser von 0° C		3,7	1,7	4,2
80	Wärmeinhalt für 1 kg austretende Luft, einschließlich ihres Feuchtigkeitsgehaltes	WE/kg	18,4	17,7	25,1
81	Davon entfallen auf die Luft	„	6,3	5,9	7,3
82	„ „ „ den Dampfgehalt	„	12,1	11,8	17,8
83	Wärmeaufnahme der Luft, gesamt	„	12,6	14,3	18,0
84	„ „ „ durch Lufterwärmung	„	4,2	4,2	4,4
85	„ „ „ „ Wasserverdunstung	„	8,4	10,1	13,6
86	Verdunstungsanteil in %	%	67	71	75
87	erforderliches trockenes Luftgewicht für 1 kg Dampf	kg/kg	46,6	40,7	32,3
88	gesamtes erforderliches Luftgewicht	kg/St.	—	25400	20000
89	ungefähres Gewicht für 1 cbm austretende Luft	kg/cbm	—	1 10	1,05
90	abziehendes Luftvolumen	cbm/St.	—	23000	19000
91	Luftaufsteigegeschwindigkeit im freien Turm	m/sec	—	0,80	0,66
	F. Wärmebilanz für die gesamte Dampfkraftanlage.				
92	Durch vollkommene Verbrennung erzielbare Wärme	%	100	100	100
93	Verluste in der Kesselanlage	„	48,3	37,0	39,6
94	„ „ „ Rohrleitung	„	2,3	3,0	2,0
95	Nutzleistung der Maschine ausschließlich Kondensatorantrieb	„	—	—	5,8
96	Kondensatorantrieb		—	—	0,5
97	Nutzleistung einschließlich Kondensatorantrieb		6,4	7,2	—
98	mechanischer Reibungsverlust	%	0,8	1,2	1,0
99	Abwärme an die Luft, durch ihre Erwärmung abgeben	„		13,4	11,1
100	„ „ „ „ „ Wasserverdunstung	„	40,6	32,9	33,2
101	Restbetrag, Ausstrahlung der Dampfmaschine, Kühlung im Entöler und Meßfehler	„		2,7	4,9
102	Wiedergewinnbar durch Speisung des erwärmten Kühlwassers	„	1,6	2,6	1,9

[1]) Die unmittelbare Bestimmung des Energiebedarfes der leerlaufenden Kondensatorpumpe einschließlich ihres Riementriebes ergibt 0,6 PS, gemessen bei geöffneter Pumpe. Die Indizierung ergibt hiernach als Folge von Indikatorschwingungen etwas zu hohe Werte.

[2]) Nr. 77 bis 85 siehe Otto H. Mueller, Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure 1905, S. 11. Kurvenblatt Fig. 13.

Zahlentafel Nr. 5.

Injektor. Grenzwerte für schlabberfreien Betrieb. (Fig. 110 und 111.)

Dampfdruck kg/qcm p_1	Gegendruck kg/qcm p_2	Saughöhe h^m	Ansauge-temperatur $t_s°$	Förder-temperatur $t_2°$
8,5	15	1,0	13	
10,0	11	1,0	39	
10,0	15,5	1,15	5	79
10,0	12	0,97	29	88
10,0	16	0,96	9	74
10,0	11	1,25	37	87
10,0	16	0,95	16	81,5
10,0	11	0,80	37	84
10,8	16,2	1,22	19	
10,8	11,7	1,14	35	85
10,7	10,0	1,19	41	88
11,0	16,7	1,04	15	84,5
10,7	11	0,89	39	86
10,0	15,0	1,20	18,0	84,0
10,0	10,5	1,16	38,0	87
10,0	16,2	1,28	16,5	88,4
10,0	11,0	1,13	38,0	87,2
10	15	1,12	19	—
10	12	1,12	38	—

Ursache erkennen, die bei den in Fig. 101, Heft 23 schematisch gekennzeichneten Naßluftpumpen wegen stoßenden Ganges die Erzeugung eines hohen Vakuums verhindert. Daß dasselbe dann gewaltsam durch Luftschnüffeln vernichtet wird, ist bekannt. Die dem Kondensator zufließende und damit von der Naßluftpumpe zu fördernde Luftmenge kann zurzeit nicht gemessen werden.

Der Versuch vom 22. September 1911 mußte wegen des unmittelbar folgenden Unterrichtsschlusses auf $5^1/_2$ Stunden eingeschränkt werden. Für die Behandlung in den Fig. 112, 113 und 115 ist dennoch dieser Versuch gewählt, weil durch die im Laufe der Zeit erfolgte Bereicherung des Laboratoriums mit Meßinstrumenten die Betrachtung wertvoller ist.

außerordentlich großer Genauigkeit bestimmt werden müssen. Da der thermische Wirkungsgrad 99 bis 100 % beträgt, ergibt sein ermittelter Wert die gegebenen Falles vorliegende Fehlerhaftigkeit der Dampfbestimmung.

Für die Bestimmung des mechanischen Wirkungsgrades des Injektors ist die erzielbare Dampfleistung dem I. S.-Diagramm von Prof. Mollier zu entnehmen.

Der mechanische Wirkungsgrad des Injektors ergibt sich zu 2 bis 5 %. Um hervorzuheben, daß der Injektor wegen des Zuflusses des Dampfes als Dampf und seines Abflusses als Wasser gegen einen viel höheren als den wirkenden Dampfdruck fördern kann, lasse ich den Gegendruck soweit steigern, bis durch Einstellung der Regelspindel ein schlabberfreies Fördern nicht mehr erzielt werden kann. Um die Bedeutung der Kondensation des Dampfes im Injektor darzutun, lasse ich diesen Versuch mit

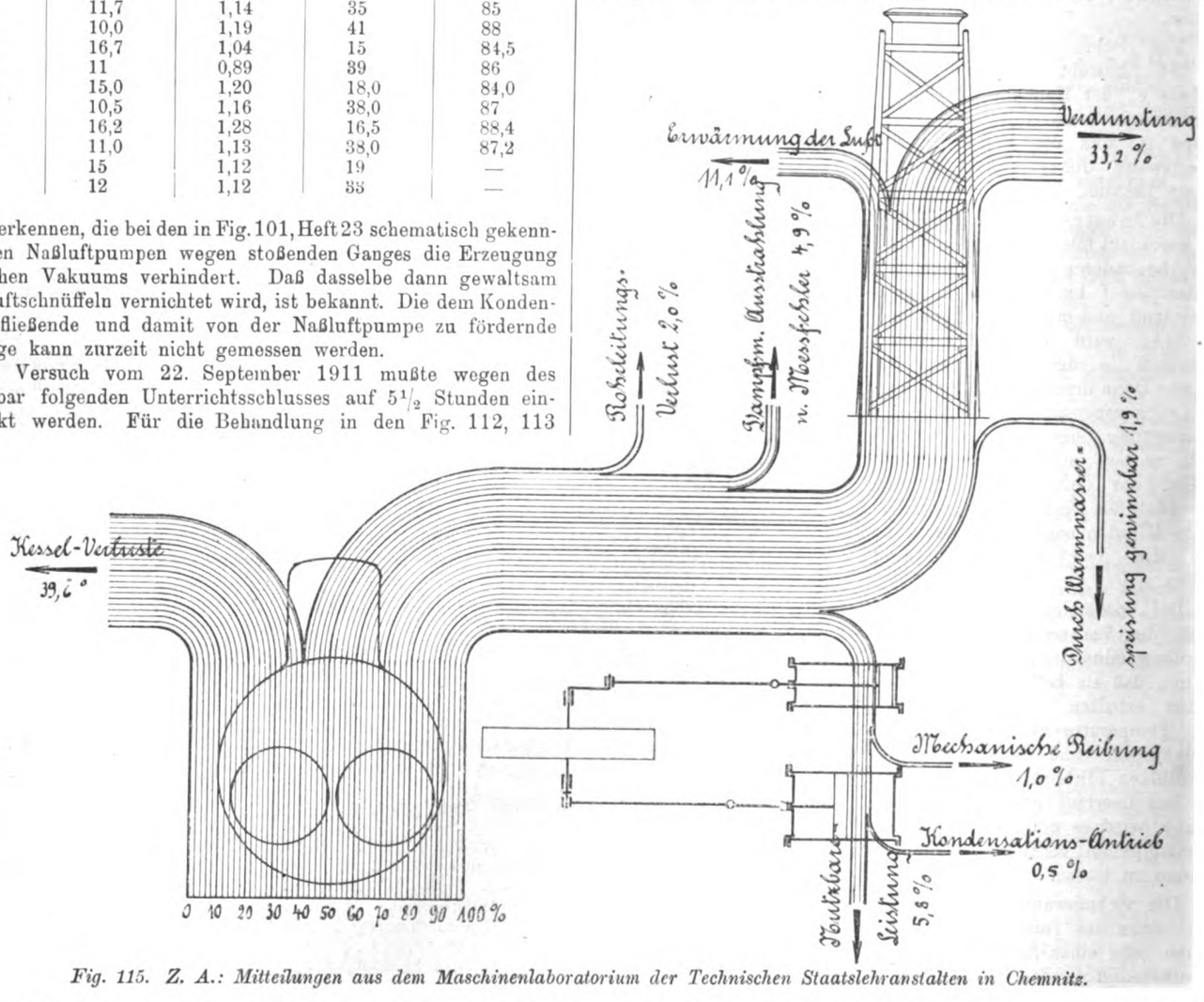


Fig. 115. Z. A.: Mitteilungen aus dem Maschinenlaboratorium der Technischen Staatslehranstalten in Chemnitz.

Strahlapparate.

In der neueren Zeit haben die Maschinen, die mit strömender Flüssigkeit arbeiten, eine hohe Bedeutung erlangt. Diese in ihrem Lauf so einfachen Maschinen sind zweifellos wissenschaftlich wesentlich schwerer zu verstehen, als die Kolbenmaschinen. Es erscheint deshalb durchaus ratsam, das Verständnis dieser Maschinen durch die Betrachtung möglichst einfacher Strömungsvorgänge einzuleiten. Diese einfachen Strömungsvorgänge liegen bei den Strahlapparaten vor.

Der Injektor (Fig. 110) dient zur Kesselspeisung. Die Anordnung zu seiner Untersuchung zeigt Fig. 111. Die verbrauchte Dampfmenge wird aus der Differenz zweier Wassermengen bestimmt. Die Übung bildet hierdurch ein meßtechnisches Beispiel, indem sie zeigt, daß bei der Bestimmung eines verhältnismäßig kleinen Wertes als Differenzbetrag zweier großer die letzteren mit kaltem und warmem Wasser ausführen. Wirkungsgrade sind für diese Versuche für höchsten Gegendruck nicht gerechnet. Die hierbei ermittelten Ergebnisse sind in Zahlentafel 5 zusammengestellt. Bei kalter Ansaugtemperatur kann der Injektor einen Drucküberschuß von etwa 6 kg/qcm überwinden. 37° Ansaugtemperatur ist bei der vorliegenden Saughöhe von rund 1 m etwa die Grenze für Kesselspeisung ohne Schlabberverlust. Die Werte für den erzielbaren Drucküberschuß sind in Fig. 114 zeichnerisch zusammengetragen. Wenn man bedenkt, daß die Werte von der Saughöhe stark abhängen und daß dieselbe nicht genau konstant gehalten werden konnte, daß ferner die erzielte äußerste Grenze verschieden ausfällt in Abhängigkeit von dem besseren oder geringeren Einstellungsgefühle dessen, der durch sorgfältige Bedienung der Regelspindel den schlabberfreien Betrieb einzustellen versucht, so erkennt man, daß sich durch die einzelnen Versuchswerte recht gut eine mittlere Kurve hindurchlegen läßt. Diese gibt den erreichbaren Drucküberschuß bei 1 m Saughöhe in Abhängigkeit von der Temperatur des anzusaugenden Wassers und damit eine wichtige Charakteristik des Injektors.

(Schluß folgt.)

Pumpen, Kompressoren, Gebläse, Ventilatoren, Exhaustoren etc.

Branchen-Ausgabe III des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur".

Schriftleitung: Ingenieur F. Wilcke, Leipzig.

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Pumpe mit neuer Reguliervorrichtung.

Von Prof. C. E. Karch in Cöln a. Rh.

Mit Abbildung, Fig. 1.

Zusammenfassung. Die beschriebene Pumpe enthält außer dem Pumpenraum noch einen besonderen Regulierraum, wodurch eine leichtere Beweglichkeit, zum Zwecke der Verstellung durch den Regulator, erreicht werden soll.

Bei Pumpen für kleine Fördermengen, wie solche beispielsweise als Brennstoffpumpen oder als Schmierpumpen Anwendung finden, besteht außer der Forderung einfacher Regulierbarkeit während des Betriebes und innerhalb weiter Grenzen — möglichst bis Null herunter — in bezug auf die Schmierpumpen noch die Forderung der vollständigen Unabhängigkeit der mehrfach angeordneten, jedoch von demselben Organ angetriebenen Pumpen untereinander, sowie ihrer unter verschiedenen Drücken und Verhältnissen arbeitenden Schmierstellen.

Trotzdem diese Pumpen häufig einen gemeinsamen Antrieb erhalten, sollen sie in Bezug auf Fördermenge und Höhe des Druckes unabhängig von einander arbeiten, und jede soll für sich regulierbar sein. Für die Brennstoffpumpen der Flüssigkeitsmotore kommt weiter noch die Rücksichtnahme auf leichte Beweglichkeit zum Zwecke der Verstellung durch den Regulator hinzu. Diese Forderungen werden nicht immer befriedigend, oder nur auf Kosten der Betriebssicherheit bzw. unter Aufbietung umständlicher konstruktiver Mittel erfüllt. Den Gegenstand der vorliegenden Neuerung bildet eine diesen Forderungen entsprechende, eigenartig wirkende Pumpe, bei welcher ein neues Regelverfahren zur Anwendung gelangt.

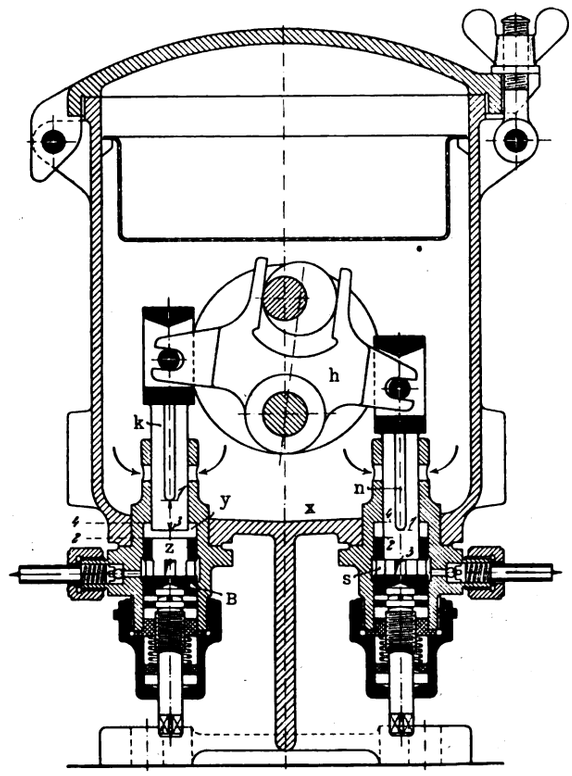


Fig. 1. Z. A.: Pumpe mit neuer Reguliervorrichtung.

Außer dem eigentlichen Pumpenraum ist noch ein sog. Regulierraum oder Meßraum angeordnet, dessen Inhalt, entsprechend den gewünschten verschiedenen Fördermengen, entweder von Hand oder durch einen Regulator während des Betriebes verändert werden kann.

Die Wirkungsweise der durch Fig. 1 dargestellten Pumpe, die für Lokomotiven, Dampfmaschinen, Gasmaschinen usw. geeignet ist, und bei welcher alle das Wesen der Sache nicht beeinflussende Einzelheiten der Deutlichkeit halber weggelassen sind, ist folgende:

Der mit Längsnuten versehene Pumpenkolben k, Fig. 1, macht infolge irgend eines äußeren Antriebes (Schaltwerk oder Schwinghebel h) eine unveränderliche hin- und hergehende Bewegung, wobei die Räume x und y, sowie y und z abwechselungsweise miteinander in Verbindung treten. Eine Verbindung des Raumes x und z ist unmöglich; daher muß für alle Stellungen der Regulierbüchse s die Entfernung zwischen den Kanten 2 und 4 kleiner sein, als das Maß zwischen 1 und 3. Im übrigen können aber auch die Funktionen der Kanten 2 und 4 miteinander vertauscht werden, d. h. Kante 2 kann festliegend und Kante 4 in ihrer Lage veränderlich gemacht werden. Raum x ist im vorliegenden Falle Ölbehälter, y ist Regulierraum z ist Pumpenraum.

Der Raum y ist durch die veränderliche Höhenlage der mit Schlitzen versehenen Büchse s veränderlich zu machen; durch deren tiefste Lage ist das größte Fördervolumen bestimmt. Das kleinste Fördervolumen ist Null — und zwar dann, wenn die Büchse s ganz nach oben geschraubt ist, so daß sich die Kanten 2 und 4 decken.

In der gezeichneten Stellung besteht bei der rechtsseitigen Pumpe Verbindung zwischen x und y, so daß die aus Raum x zulaufende Flüssigkeit den Regulierraum vollständig ausfüllt. Hat sich der Plunger so hoch gehoben, daß seine untere Kante 3 nach der oberen Kante 2 der Büchse s gelangt, so hat zwischenzeitlich der Punkt 1, das ist die untere Begrenzung der im Kolben k befindlichen Nuten n die Kante 4 überschritten, und die im Raume y befindliche Ölmenge fällt in den Pumpenraum z. Die Förderung beginnt, sobald beim Abwärtsgange der Plunger auf die Flüssigkeit trifft.

Entsprechend den verschiedenen Höhenlagen der Büchse s kann das Volumen des Regulierraumes y und damit jedes gewünschte Fördervolumen zwischen Null und einem Maximum in einfacher Weise eingestellt werden. Die Konstruktion erfüllt somit alle an eine moderne Schmierpumpe zu stellenden Anforderungen.

Eine bewährte Dampfkessel-Speisepumpe.

Mit Zeichnungen auf Tafel 5.

Zusammenfassung. Beschrieben wird ein sog. Duplex-Dampfpumpentyp, wie er im Verfolg der Bestrebungen die altbekannte Worthingtonpumpe zu verbessern in Deutschland entstanden ist. Die Tafel gibt nahezu alle wichtigen Einzelheiten sowie Längenschnitt und Seitenansicht der Pumpe. Besonders interessant ist das Steuerorgan, ein eigenartiger Kolben.

Zu einem guten Dampfkessel gehört fraglos eine gute, reichlich bemessene Speisevorrichtung. Jeder, der an sich selbst erfahren, was es heißt, wenn an Stelle einer regelmäßigen Kesselspeisung bald zuviel, bald zu wenig Wasser gefördert wird oder die Speisevorrichtung überhaupt versagt, wird sich vor solch einem Schmerzenskind seines Maschinen- und Kesselhauses hüten und nur eine erprobte Speisepumpe wählen. Anforderungen, die an eine solche gestellt werden müssen, sind: kräftige, einfache Bauart, reichliche Ventilquerschnitte, eine geringe Anzahl dem Verschleiß

unterworfener Teile, unbedingte Betriebszuverlässigkeit, möglichste Anpassungsfähigkeit an die oft stark schwankende Dampfentnahme, Unabhängigkeit vom Betrieb und geringer Dampfverbrauch.

Eine Kesselspeisevorrichtung, die diesen Erfordernissen entspricht, ist die auf Taf. 5 veranschaulichte schwungradlose Dampfpumpe, ein im Wettbewerb der deutschen Pumpenindustrie mit dem amerikanischen bezw. englischen Fabrikat — der sog. Worthington-Pumpe — entstandenes Produkt.

In Erkennung der Vor- und Nachteile der Worthington-Pumpe, dieser ohne jedes Zwischenglied direkt durch Dampf angetriebenen schwungradlosen ersten oder ältesten Duplex-Pumpe haben es die Fabriken auf dem Kontinent verstanden, einen ähnlichen Pumpentyp, jedoch mit weniger als der Hälfte der vielen, einem schnellen Verschleiß unterworfenen Steuerungsteile, besserer Hubausnützung und geringerem Dampfverbrauch, zu schaffen.

Dieser Erfolg des inländischen Fabrikates war aber bei dem verhältnismäßig billigen Preise der Worthington-Pumpe und den ständig steigenden Arbeitslöhnen allerdings nur möglich, durch eine wohl organisierte, großzügig angelegte Fabrikation, bei welcher die Pumpe von der Formmaschine in der Gießerei bis zum Probierstand und Lager einen reiflich durchdachten Weg durchläuft, auf dem alle Arbeitsvorgänge unmittelbar aneinander gereiht sind und unter Verwendung genau festgelegter Normalien, Toleranz-Kaliber und Schablonen mit Hilfe modernster Arbeitsmaschinen gute Präzisionsarbeit geleistet und Ausschußware vermieden wird.

Einer möglichst gleichmäßigen, völligen Ausnützung ihres Fabrikationsapparates, den ständigen Schwankungen der Konjunktur und unserem Zeitalter, in dem jeder möglichst sofort bedient sein will, Rechnung tragend, ist die Pumpenindustrie dazu übergegangen, ständig „auf Lager" zu arbeiten, um jederzeit nicht nur gut und billig, sondern auch schnell bedienen zu können.

Außer zur Kesselspeisung finden diese Pumpen übrigens auch sonstige vielseitige Verwendung. Die konstruktive Ausführung erfolgt in der Maschinen- und Armaturen-Fabrik vorm. Klein, Schanzlin & Becker in Frankenthal beisp. in der Art der Zeichnungen auf Taf. 5.

In dem oberhalb des Dampfzylinders angeschraubten Schieberkasten a befindet sich ein vom Dampf betätigter runder Steuerkolben b, der den Hauptschieber c umfaßt und mitnimmt. Dieser Steuerkolben b hat in jeder Stirnwand eine kleine runde Öffnung 1 und 2, durch welche Frischdampf in die Räume zwischen Steuerkolben und Deckel a_1 treten kann, so daß auf beiden Seiten desselben der gleiche Druck herrscht, der Steuerkolben demnach in seiner Lage gehalten wird. Die durch die Öffnungen 1 und 2 tretende Dampfmenge ist infolgedessen so gering, daß eine Verschiebung des Steuerkolbens b infolge Verringerung des Druckes auf der einen Seite desselben eintritt, sobald der kleine Hilfsflachschieber d durch Öffnen der Kanäle 3, 9 oder 4, 10 eine Verbindung zwischen den Abdampfstutzen und einem der Räume a_1 herstellt. Ein Verschieben des Steuerkolbens b infolge von Erschütterungen ist ausgeschlossen.

Der die Bewegung des Steuerkolbens b einleitende Hilfsflachschieber d ist neben dem Hauptschieber c auf einem gemeinsamen Schieberspiegel angeordnet, von letzterem aber durch einen schmalen Steg getrennt, um Reibung zwischen den beiden Schiebern zu vermeiden.

Im Schieberspiegel münden die Hauptkanäle 5 und 6 und die Hilfs- bezw. Voreinströmkanäle 7 und 8, die sämtlich nach dem Innern des Dampfzylinders führen, ferner die Kanäle für die Dampf-Zu- bzw. Abführung zum Steuerkolben 9 und 10. Die Hauptkanäle 5 und 6 münden in einer bestimmten Entfernung vom Deckel, bezw. Boden des Dampfzylinders, so daß sie vom Dampfkolben vor Beendigung des Hubes überlaufen, d. h. geschlossen werden.

Der zwischen Dampfkolben und Zylinderboden bezw. Deckel dann noch befindliche Dampf kann nicht mehr entweichen, da die Voreinströmkanäle 7 bezw. 8 keine Verbindung mit dem Abdampfstutzen besitzen; er wird zusammengepreßt und verhindert dadurch, daß der Dampfkolben gegen den Zylinder oder Deckel stößt. Durch einen der beiden nach den Enden des Dampfzylinders führenden Hilfskanäle 7 oder 8 tritt nach erfolgter Umsteuerung des Steuerkolbens b und des Hauptschiebers c der Dampf zunächst in geringer Menge hinter den Dampfkolben und setzt diesen — langsam — in Bewegung. Erst wenn der Dampfkolben einen der Hauptkanäle 5 oder 6 geöffnet hat, tritt der Dampf mit voller Spannung ein. Infolge der durch das Überlaufen des Hauptkanals hervorgerufenen Kompression und des nur nach und nach erfolgenden Dampfeintrittes geht der Hubwechsel sanft und stoßfrei vor sich.

Das Arbeiten der Steuerung stellt sich etwa folgendermaßen dar:

Durch das auf der Kolbenstange befestigte Klemmstück e wird der Steuerhebel b_1 mitgenommen und stößt kurz vor Beendigung des Kolbenhubes gegen eine der Stellschrauben f des Mitnehmers g. Mit diesem Mitnehmer g ist die Schieberstange h starr verbunden.

Der Hilfsschieber d wird von der Schieberstange bezw. von der auf dieser befestigten Mutter bewegt und öffnet die nach den Enden des Schiebergehäuses führenden kleinen Dampfkanäle 9 und 10, so daß einerseits Frischdampf hinter den Steuerkolben b treten kann, und anderseits eine Verbindung des einen der Räume a_1 mit dem Abdampfstutzen stattfindet. Dadurch wird auf der einen Seite des Steuerkolbens b im Raume a_1 die Spannung des Dampfes etwas erhöht, auf der anderen dagegen verringert, so daß der Steuerkolben durch den Überdruck auf der einen Seite nach der anderen Seite hinübergeschoben wird.

Der Dampfeintritt erfolgt nunmehr, wie vorstehend beschrieben, zunächst durch den kleinen Voreinströmkanal 7 oder 8 und schließlich durch Voreinströmkanal und Hauptkanal, während der Abdampf auf der anderen Seite des Kolbens durch den Hauptkanal entweicht. Zeigt sich, daß die Umsteuerung zu früh erfolgt, d. h. der Kolbenhub verkürzt ist, dann kann man durch Herausdrehen der Stellschrauben f und des Mitnehmers g den toten Gang des Steuerkolbens b_1 vergrößern, so daß die Öffnung der Kanäle und die Bewegung des Steuerkolbens später erfolgt. W.

Die Evolventenpumpe „System Neumann" und ihre Eigenschaften.

Mit Abbildungen, Fig. 2 bis 12.

Zusammenfassung. Die beschriebene Evolventenpumpe entstand auf Grund der Betrachtung, daß dem Erbauer von Wasserturbinen die Evolvente eine unentbehrliche Kurve zur Begrenzung von Eintritt und Austritt der Leit- und Laufkanäle ist. Die so erzielte gute Wasserführung soll auch für die Zentrifugalpumpe ausgenutzt werden. Wie das geschehen kann, lehrt die Abhandlung.

I.

In Heft 12 des „Prakt. Masch.-Konstr." 1912 fanden wir Gelegenheit, eine von der Armaturen- und Maschinenfabrik, A.-G., vorm. J. A. Hilpert in Nürnberg gebaute zwölfstufige Evolventenpumpe zu besprechen. Heute sei es uns gestattet, auf das durch diese Pumpe vertretene Prinzip näher einzugehen.

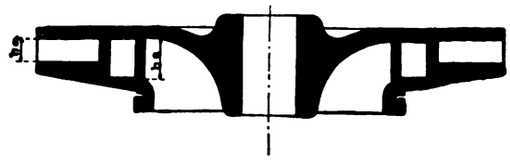


Fig. 2. Z. A.: Die Evolventenpumpe „System Neumann" und ihre Eigenschaften.

Die vom Dipl.-Ing. F. Neumann eingeführte Pumpe gehört zur Klasse der Zentrifugalpumpen, den Namen Evolventenpumpe erhielt sie auf Grund folgender Betrachtung:

Seit Jahrzehnten war die Evolvente dem Erbauer von Wasserturbinen eine unentbehrliche Kurve zur Begrenzung von Eintritt und Austritt der Lauf- und Leitradkanäle. Bei der Zentrifugalpumpe ist die Evolvente erst seit ganz kurzer Zeit verwendet worden. Es würde zu weit führen und auch nicht in den Rahmen der Abhandlung passen, hier die Vorteile der Evolvente bei der Ausbildung der Leit- und Laufradschaufeln aufzuzählen, wer sich dafür interessiert, der lese das Kapitel 17 des von Neumann herausgegebenen Buches: „Die Zentrifugalpumpen mit besonderer Berücksichtigung einer rationellen Schaufelkonstruktion". Die erste Bedingung für einen guten Nutzeffekt und den ruhigen Gang einer Zentrifugalpumpe ist eine vollkommene Wasserführung im Lauf- und Leitrad, ferner in dem das Leitrad umgebenden Gehäuse. Ergab sich aus der Theorie als beste Wasserführung die Evolventenbahn, so zeigte sich dies auch bei

den auf der Versuchsstation genannter Firma an Zentrifugalpumpen gemachten Versuchen. Demzufolge führt das genannte Werk seine Evolventenpumpen jetzt ausschließlich so aus, daß das Wasser in der Pumpe vier verschiedene Evolventenbahnen zu durchlaufen hat. Das ist der Grund für die Wahl des Namens „Evolventenpumpe".

Wie oben erwähnt, ist ein guter Nutzeffekt und ruhiger Gang bei einer Zentrifugalpumpe nur bei vollkommenster Wasserführung zu erreichen. Im Innern der Zentrifugalpumpen treten Wassergeschwindigkeiten von 15 bis 20 m und mehr auf und können, wenn die Lauf- und Leitradkanäle nicht richtig bemessen

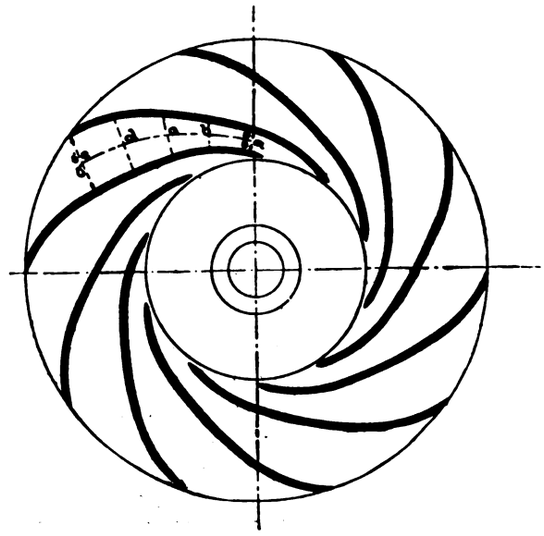


Fig. 3. Z. A.: Die Evolventenpumpe „System Neumann" und ihre Eigenschaften.

wurden, starke Stöße sich einstellen, die einerseits den Nutzeffekt beeinflussen, andererseits einen unruhigen Gang der Pumpe bewirken. Arbeitet eine Zentrifugalpumpe mit starkem Geräusch, so ist dies auf falsche Schaufelkonstruktion und dadurch auf schlechte Wasserführung zurückzuführen.

Das von der A.-G. vorm. J. A. Hilpert für ihre Evolventenpumpen konstruierte und unter gesetzlichem Schutz stehende Laufrad soll das Wasser beim Durchlaufen der Schaufelkanäle zweckmäßig führen. Während das Wasser das Laufrad durchläuft, wird einerseits durch Zentrifugalkräfte außen eine bestimmte Pressung erzeugt, andererseits wird aber auch durch Zunahme der Kanalquerschnitte vom Ein- bis Austritt eines Laufradkanales durch Abnahme von Geschwindigkeit eine bestimmte Druckhöhe gewonnen. Es wird nun, um einen höchsten Nutzeffekt zu erreichen, darauf ankommen, durch zweckentsprechende Abmessung der Laufradkanäle möglichst günstig eine Druckumsetzung durch Abnahme der Geschwindigkeiten in diesen Kanälen zu bewirken.

Mit dem neuen Laufrad nach Fig. 3 wird eine derartige geregelte Druckumsetzung erreicht. Allgemein wird sonst das Schaufelradprofil im Aufriß durch zwei Rotationskörper begrenzt. Hat man die Schaufel im Grundriß (vgl. Fig. 3) aufgezeichnet, so ist durch das Laufradprofil die Gestalt des Schaufelkanales festgelegt.

Es mögen nun einmal die einzelnen Querschnitte a—a, b—b, c—c usw. senkrecht zum durchfließenden Wasserstrahl untersucht werden.

Verwendet man als Begrenzung des Schaufelprofils zwei Rotationskörper, so liegen gleiche Schaufelhöhen auf konzentrischen Kreisen, so daß also die einzelnen Querschnitte a—a, b—b usw. des Schaufelkanales, da die einzelnen Höhen auf Kreisen verschiedener Durchmesser liegen, eine trapezartige Form erhalten.

In Fig. 4 ist ein solcher Schaufelkanal im Projektionsbilde dargestellt. Man erkennt die trapezartigen Querschnitte a—a, b—b usw. Fällt dabei schon die schlechte Gestaltung des Schaufelkanales an Hand der trapezartigen Querschnitte ins Auge, so zeigt eine nähere Untersuchung über die Abnahme der einzelnen Querschnitte a—a, b—b, c—c usw. eine ganz unvollkommene Druckumsetzung der im Kanal sich einstellenden Geschwindigkeiten.

In Fig. 6 sind die in den einzelnen Querschnitten sich einstellenden Geschwindigkeiten über den mittleren Kanallängen als Ordinaten aufgetragen. — Es sei hier eingeschaltet, daß die vorliegende Untersuchung an einem Laufrad ausgeführt wurde, das dem an der Zentrifugalpumpe für die Leuchtfontäne auf der Nürnberger Ausstellung 1906 im Betrieb gewesenen entsprach.

Dort waren zwei Laufräder gegenseitig angeordnet und sollte jedes dieser Teillaufräder in der Minute 6,5 cbm auf eine Höhe von 50 m fördern. Aus der Berechnung ergab sich die Eintrittsgeschwindigkeit in die Laufradkanäle an der Stelle a zu 16 m, die Austrittsgeschwindigkeit an der Stelle e zu 7,8 m. Es müßte also durch Verzögerung der Eintrittsgeschwindigkeit von 16,0 m auf die Austrittsgeschwindigkeit von 7,8 m eine Druckhöhe von:

$$\frac{16^2 - 7{,}8^2}{2 \cdot g} \backsim 10{,}0 \text{ m}$$

erzeugt werden.

Wie der Verlauf der in Fig. 6 punktiert gezeichneten Kurve erkennen läßt, findet vom Punkt a bis c eine sehr schnelle Abnahme der Geschwindigkeit statt. Von c nach d ist die Verzögerung kleiner und im Punkt d tritt die kleinste Geschwindigkeit mit ca. 6,8 m auf, die bis zum Austritt wiederum auf 7,8 m beschleunigt wird. Die dargestellte Kurve ist charakteristisch für die Abnahme der Geschwindigkeiten in Laufradkanälen, bei denen das Laufradprofil mit zwei Rotationskörpern ausgebildet ist, wie die Untersuchung an den verschiedensten so ausgeführten Laufrädern zeigte. Eine derartige ungleichmäßige Verzögerung und die sich sogar wieder einstellende Beschleunigung der Wassergeschwindigkeiten stören natürlich eine geregelte Druckumsetzung durch Abnahme der Geschwindigkeit in den Laufradkanälen. Dadurch wird dann noch die Widerstandshöhe der Verluste, die auftreten wenn das Wasser das Laufrad durchströmt, erheblich vergrößert und so der Gesamt-Nutzeffekt der Zentrifugalpumpe beeinträchtigt. Eine derartige ungleichmäßige Druckumsetzung verursacht naturgemäß auch Stöße, die wiederum den ruhigen Gang der Zentrifugalpumpe mehr oder minder beeinflussen können.

Mit dem neuen Laufrad wird den angeführten Übelständen abgeholfen. Alle Laufräder haben in den Laufradkanälen genau rechteckige Querschnitte, auch werden die einzelnen Querschnitte der Laufradkanäle so ausgeführt, daß die Abnahme der relativen Eintrittsgeschwindigkeit zur relativen Austrittsgeschwindigkeit, um eine vollkommen geregelte Druckumsetzung zu erzielen, nach dem Gesetz der geraden Linie erfolgt. In Fig. 6 zeigt die stark ausgezogene Linie die Geschwindigkeitsabnahme in einem

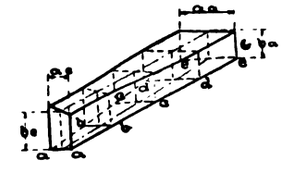


Fig. 4

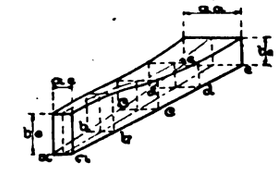


Fig. 5.

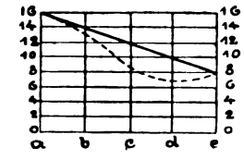


Fig. 6.

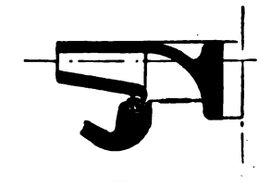


Fig. 7.

Fig. 4 bis 7. Z. A.: Die Evolventenpumpe „System Neumann" und ihre Eigenschaften.

solchen neuen Laufradkanal. Man sieht, daß sie nach einer geraden Linie erfolgt.

Fig. 2 zeigt das Profil eines solchen Laufrades. Während die obere Begrenzungskurve noch als Rotationskörper ausgebildet werden kann, ist dies für die untere Begrenzung nicht mehr möglich. Ebenso finden sich hier, im Gegensatz zu der sonst üblichen Konstruktion, wo die gleichen Kanalhöhen auf konzentrischen Kreisen liegen, jetzt gleiche Kanalhöhen in gleichen Kanalquerschnitten senkrecht zum durchfließenden Wasserstrahl. In Fig. 5 ist ein Schaufelkanal der eben bezeichneten Ausführung schematisch in Projektion dargestellt. Man erhält jetzt einen Kanal mit genau rechteckigen Querschnitten, deren Inhalte gradlinig zum

Austritt zunehmen, so daß der Schaufelkanal ein konisches Rohr mit rechteckigen Querschnitten darstellt.

Aus Vorstehendem darf man doch wohl den Schluß ziehen, daß mit dem neuen Laufrad eine gute Wasserführung in den Laufradkanälen erreicht wird, zumal dafür auch die Tatsache spricht daß die Evolventenpumpen bei geräuschlosem Gang mit höchstem Nutzeffekt arbeiten. Außerdem werden zur weiteren Erhöhung des Nutzeffektes die Evolventenpumpen nach Fig. 7 ausgebildet.

Die gewöhnliche Anordnung des Kranzspaltes ist bekannt. Das mit großer Geschwindigkeit aus dem Kranz austretende Wasser trifft bei der gewöhnlichen Ausführung den im Saugrohr fließenden Wasserstrom in senkrechter Richtung, wodurch sich im Saugrohr an der Stelle des Kranzspaltes starke Wirbel bilden, die einerseits ein starkes Geräusch verursachen können, andererseits aber auch störend auf einen geregelten Eintritt des Wassers wirken. Die Hilpertsche Neuerung in der Ausbildung des Kranzspaltes (siehe Fig. 7) besteht darin, daß das aus dem Spalt austretende Wasser durch entsprechende Formgebung in der Richtung des im Saugrohr fließenden Wasserstromes abgelenkt wird. Dadurch werden Stöße und Wirbelbildungen beim Austritt des Wassers aus dem Spalt vermieden, ferner wird ein Teil der der höheren Spaltwasser-Geschwindigkeit innewohnenden Energie wieder zurückgewonnen, indem der in der Richtung der Saugrohrgeschwindigkeit austretende Wasserstrahl als ein Ejektor wirkt, wodurch das Vakuum im Saugrohre vermindert und somit die Saughöhe verkleinert wird.

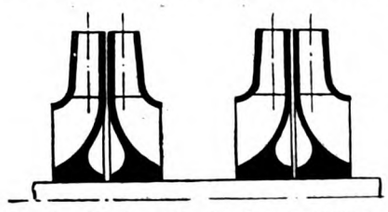


Fig. 8. Z. A.: Die Evolventenpumpe „Syst. Neumann" u. ihre Eigenschaften.

Ein Hauptfaktor bei Beurteilung der Güte einer Zentrifugalpumpe ist die Betriebssicherheit, die zum größten Teil abhängig ist vom axialen Schub. Diejenige Zentrifugalpumpe ist entschieden die betriebssicherste, bei der ohne äußere Stellvorrichtungen ein axialer Schub am vollkommensten beseitigt wird, wo ferner selbst nach langem Betrieb sich ein gefährlicher axialer Schub nicht einstellen kann. Der Vollständigkeit halber sei hier einmal kurz gezeigt, wodurch ein solcher axialer Schub entstehen kann:

Bei der Zentrifugalpumpe wird das Wasser beim Austritt aus dem Laufrad schon einen bestimmten Druck erreicht haben, der größer ist, als der Druck vor dem Eintritt in das Laufrad. Die entstehende Druckdifferenz nennt man Spaltüberdruck.

Bei dem in Fig. 11 dargestellten Laufrade ist durch den Raum 1 eine notwendige Verbindung zwischen dem Laufradaustritt und Laufradeintritt geschaffen und wird durch diese Verbindung eine gewisse von dem Laufrad geförderte Wassermenge nach dem Eintritt wieder zurückströmen. Das zurückströmende Wasserquantum bedeutet Verlust. Man bezeichnet ihn kurz mit Spaltverlust.

Bei dem Laufrade Fig. 11 werden in den Räumen 1 und 2 annähernd gleiche Drücke sich einstellen. Da die Laufradfläche beim Raum 2 größer als beim Raum 1 ist, so wird der gesamte, auf der Laufradfläche lastende Druck in 2 größer sein, als in 1 Die Differenz dieser Gesamtdrücke übt den schädlichen axialen Schub aus. Durch eine zweckentsprechende Vorrichtung ist der axiale Schub zu beseitigen.

Bei Niederdruck-Zentrifugalpumpen half man sich ausschließlich, indem man die zu fördernde Wassermenge teilte und der Laufrad mit zwei gegenseitig angeordneten Teillaufrädern ausführte. Fig. 9 zeigt ein solches Laufrad. Mit dieser Anordnung erreicht man nun wohl eine annähernd axiale Entlastung der Welle, jedoch macht die Ausführung eines solchen Doppellaufrades die Konstruktion der Zentrifugalpumpe zu einer komplizierten.

Die A.-G. Hilpert wendet bei ihrer einstufigen Evolventenpumpe „System Neumann" ein solches Doppellaufrad nicht an. Das Laufrad wird vielmehr in der in Fig. 10 angedeuteten Form ausgeführt und genau nach Art der Wasserturbinen entlastet. Durch Anordnung von Schleifringen gleichen Durchmessers werden die Räume 1 und 2 mit gleicher Größe ausgebildet und der Raum 3 mit dem 4 durch im Laufradboden angeordnete Löcher in Verbindung gebracht. Dadurch wird sich in den Räumen 3 und 4 gleicher Druck einstellen, so daß die statischen Drücke aufgehoben werden. Durch zweckentsprechende Anordnung der Spaltränder werden sich dann auch in den Räumen 1 und 2 gleiche Drücke einstellen und die Gesamtdrücke in diesen Räumen, da die Flächen gleich sind, aufheben.

Diese einfache Art der axialen Entlastung wurde, wie uns genannte Firma schreibt, bei deren Hochdruck-Evolventenpumpen von über 500 m Förderhöhe mit Erfolg ausgeführt. Bei der von der A.-G. Hilpert angewandten Entlastung ist jedes Laufrad für sich axial entlastet und zwar, was wesentlich ist, ohne äußere Hilfsmittel.

Man hat nun nach dem Prinzip der Laufräder mit doppelseitigem Eintritt auch bei mehrstufigen Pumpen versucht, durch gegenseitige Anordnung der Laufräder den axialen Schub aufzuheben. Dies geschieht entweder in der Fig. 8 angedeuteten Form, wo immer je ein Laufrad gegen das andere arbeitet, oder aber man führt die eine Serie der Laufräder mit Rechtsgang, die andere Serie mit Linksgang nach Art der Fig. 12 aus.

Bei derartigen Anordnungen sind die einzelnen Laufräder nur dann axial entlastet, wenn für jedes Laufrad die Differenz der Gesamtdrücke in den Räumen 1 und 2 (siehe Fig. 10) gleich groß ist. Dies ist aber nur möglich, wenn für jedes Laufrad der Spaltüberdruck, d. i., wie schon gezeigt, die Druckdifferenz zwischen den Räumen 2 und 1 zu dem Raum vor dem Laufradeintritt, gleichgroß ist, was nur dann der Fall ist, wenn jedes Laufrad genau die gleiche Förderhöhe überwindet und wenn ferner die Abmessungen der Laufräder genau gleiche Größe haben. Bei genau gleicher Ausbildung der einzelnen Laufräder läßt es sich erreichen, daß alle Laufräder auf gleiche Förderhöhe arbeiten, wenn die Pumpe in bezug auf Fördermenge und Förderhöhe die der Rechnung zugrunde gelegten Vorteile hat. Arbeitet jedoch die Pumpe auf eine geringere als die normale Förderhöhe, so tritt die für eine derartige Entlastung unangenehme Erscheinung auf, daß die

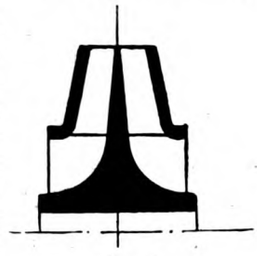


Fig. 9.

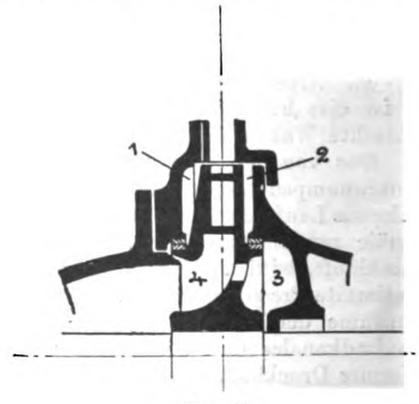


Fig. 10.

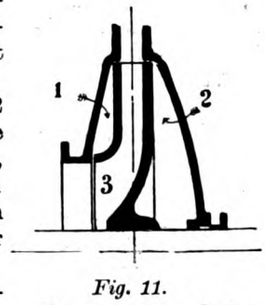


Fig. 11.

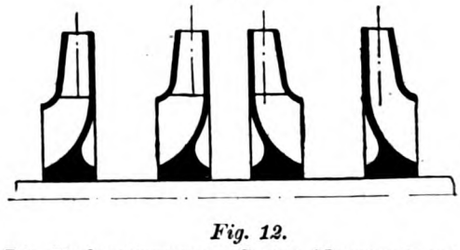


Fig. 12.

Fig. 9 bis 12. Z. A.: Die Evolventenpumpe „System Neumann" und ihre Eigenschaften.

einzelnen Laufräder auf verschiedene Höhen fördern, wodurch der Spaltüberdruck bei den einzelnen Rädern verschieden groß sein wird. Hiermit wird die axiale Entlastung gestört und somit die Betriebssicherheit der Pumpe beeinträchtigt.

Unstreitig am zweckmäßigsten ist jedes Laufrad einzeln für sich unabhängig von den anderen Laufrädern zu entlasten, wodurch bei Stufenpumpen selbst bei ungleicher Größe der Laufräder eine axiale Entlastung erreicht wird. Demnach ist die von der A.-G. Hilpert gewählte Anordnung der axialen Entlastung der Laufräder für jedes Verhältnis eine vollkommene und bieten dadurch die Evolventenpumpen einen hohen Grad der Betriebssicherheit.

Februar 1913.

Pumpen, Kompressoren, Gebläse, Ventilatoren, Exhaustoren etc.

Branchen-Ausgabe III des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur".

Schriftleitung: Ingenieur F. Wilcke, Leipzig.

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Eine interessante Pumpenanlage.

Mit Abbildung, Fig. 13.

Zusammenfassung. Die beschriebene Pumpe ist eine Hochdruck-Zentrifugalpumpe, die bei 1450 Touren in der Minute 100 cbm Wasser gegen einen Druck von 45 m Wassersäule anzusaugen vermag, Lauf- und Leiträder aus Bronze und eine mit Bronze überzogene Welle hat.

Einen besonderen Anziehungspunkt der Ausstellung zu Köslin bildete seinerzeit die Leuchtfontäne. Den Fachmann aber interessiert speziell die für deren Betrieb erforderliche Pumpenanlage. Diese bestand in der Pumpe, einem Fabrikat der Maschinen- und Armaturfabrik vorm. Klein, Schanzlin & Becker in Frankenthal und einer Rohölmaschine der Rheinischen Automobil- und Motorenfabrik A.-G. Benz & Cie., in Mannheim.

Die Pumpe ist eine dreistufige Hochdruck-Zentrifugalpumpe der aus Fig. 13 ersichtlichen Inneneinrichtung; sie vermag bei 1450 Umläufen in der Minute ständlich 100 cbm Wasser gegen ein Druck von 45 m Wassersäule, wie er beim Fontainenbetrieb auftritt, zu fördern. An Betriebskraft verbraucht sie dabei 23 PS. Lauf- und Leiträder sind aus Bronze und die Leiträder haben gefräste Kanäle. Die aus Stahl gefertigte Welle ist an allen den Stellen, wo sie vom Wasser getroffen werden würde, mit Bronze überzogen, und so gegen eine Zerstörung geschützt. Die Stopfbüchsen sind bequem zugänglich und zur Verhütung des Lufteintrittes mit Wasserverschluß ausgerüstet. Die reichlich bemessenen Ringschmierlager enthalten Weißmetallschalen und geräumige Ölkammern.

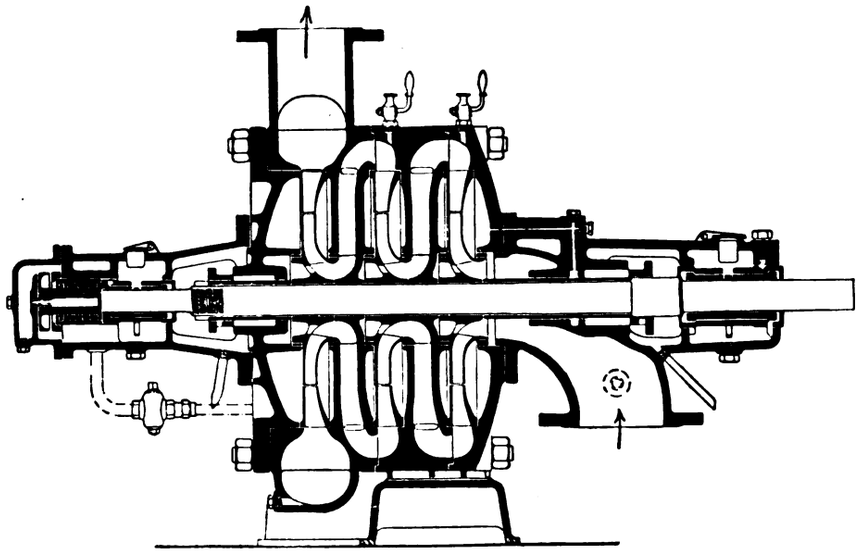


Fig. 13. Z. A.: Eine interessante Pumpenanlage.

Die Entlastung gegen Achsialschub erfolgte durch Bohrungen in den Naben der Laufräder. Die Welle ist in ein selbsttätiges geschmiertes Kammerlager mit Wasserkühlung gebettet.

Die Anlage führte dem Beschauer in drastischer Weise vor Augen, welch gewaltige Wassermassen sich mit Hilfe einer Zentrifugalpumpe fördern lassen, ohne daß man deshalb mit besonderen Reparaturen der Pumpe zu rechnen hat.

Der zum Antrieb der Pumpe benutzte Benzmotor deckt sich konstruktiv mit der gelegentlich der Abhandlung „Dieselmaschinen" an dieser Stelle schon beschriebenen Benzschen Dieselmaschine mit liegendem Kompressor. Auch er hat während der ganzen Dauer der Ausstellung nicht versagt. Christ.

Der Wert des elektrischen Antriebes für Wasserhaltungen.

Zusammenfassung. An Beispielen (Kolbenpumpe und Zentrifugalpumpe) wird gezeigt, wie gut sich der elektrische Antrieb für Wasserhaltungen in Gruben eignet. Er hat den Vorteil, daß die Dampfleitung im Schacht zugleich mit der damit verbundenen Temperaturerhöhung vermieden wird, daß das ständige Unterdampfhalten der Rohrleitung fortfällt u. a. m.

Der elektrische Antrieb bietet für Wasserhaltungen in Gruben, also für Pumpanlagen unter Tage, den Vorteil, daß die Dampfzuleitung im Schachte und damit deren mancherlei Nachteile, wie die Erhöhung der Temperatur, die verhältnismäßig hohen Anlage- und Betriebskosten vermieden werden. Weiter fällt fort das ständige Unterdampfhalten der Rohrleitung und der infolgedessen unverhältnismäßig starke Verlust durch Kondensation.

Dazu kommt, daß im Gegensatz zum Dampfantrieb bei elektrisch betätigten Pumpen keine nennenswerte Wärmeausstrahlung am Arbeitsorte stattfindet. Die Pumpenkammern können also kleiner hergestellt werden und fallen dadurch auch billiger aus; sie haben trotzdem eine geringere Temperatur als bei den Dampfpumpen.

Weitere Vorteile des elektrischen Betriebes von Wasserhaltungen unter Tage bestehen in der Betriebssicherheit, den geringen Kosten für die Bedienung und dem geringen Verbrauch an Putz- und Schmiermaterial. Mehrfach stellten sich auch die Anlagekosten etwas niedriger als die von Dampfanlagen.

Will man vom elektrischen Antrieb der **Kolbenpumpen** in Wasserhaltungen sprechen, so hat man sich vor allem daran zu erinnern, daß Kolbenpumpen im wesentlichen für solche Gruben in Betracht kommen, bei denen es sich darum handelt, schlammiges Wasser zu fördern, oder einen hohen Wirkungsgrad zu erzielen.

Als Antriebsmaschine benutzt man wegen der Vorteile, die der Drehstrom bei Kraftübertragungen im Grubenbetrieb mit sich bringt, fast ausschließlich Drehstrommotoren. Und um nur ein Beispiel zu bieten, sei darauf aufmerksam gemacht, daß die Drehstrommotoren Mod. R, die von den Siemens-Schuckertwerken zum Antrieb langsam laufender Pumpen für Wasserhaltungen verwendet werden, in ihrer Ausführung den besonderen Verhältnissen des Grubenbetriebes entsprechen. Da beim Einbringen in den Schacht das Gewicht und die Abmessungen einen gewissen Betrag nicht überschreiten dürfen, so werden Stator und Rotor meist zweiteilig ausgeführt. Ebenso wird der Rotor unmittelbar auf der Welle aufgekeilt. Weiter ist der Luftspalt zwischen Stator und Rotor so bemessen, daß die Betriebssicherheit gewährleistet erscheint. Der Spalt läßt sich bei der Montage, oder wenn es durch Verschleiß der Pumpenlager erforderlich wird, mit Hilfe von Unterlagblechen und horizontalen Stellschrauben an den Statorfüßen einstellen.

Bei den größeren Motoren kann man nach Abschrauben der Füße die unteren Statorspulen durch Drehen des Stators auf dem Rotor für eine Besichtigung zugänglich machen. Der Rotor

erhält zweckmäßig einen Zahnkranz mit Andrehvorrichtung, so daß die Pumpe nötigenfalls in jede beliebige Lage gebracht werden kann.

Die Schwungmassen zur Erzielung des erforderlichen Ungleichförmigkeitsgrades, der am besten den Betrag 1 : 100 nicht übersteigt, werden fast immer im Rotor untergebracht.

Mit Rücksicht auf die niedrige Drehzahl, die bei ventiliert gekapselten Motoren ungünstige Bedingungen für die Abführung der Verlustwärme ergeben würde, werden die Motoren nur in offener Ausführung gebaut. Die Wicklungen erhalten zweckmäßig eine Isolation mit besonderem Feuchtigkeitsschutz. Wicklungen und Klemmen sind gegen mechanische Beschädigungen und Berührung geschützt.

Zum Einschalten der Motoren werden von bestimmten Leistungen und Spannungen ab besondere Schutzschalter verwendet, durch welche die Spannung zunächst über einen vorgeschalteten Widerstand an den Stator gelegt und dadurch das Auftreten von Überspannungen verhindert wird. Die Motoren sind mit einer Vorrichtung versehen, durch welche nach dem Anlassen die Schleifringe kurz geschlossen und die Bürsten abgehoben werden. Nötigenfalls können die Schleifringe schlagwettersicher gekapselt werden. Für gewöhnlich wird das jedoch nicht erforderlich sein, da die Pumpenkammern fast immer im einziehenden Wetterstrom angelegt werden.

Die Zentrifugalpumpen, die zweite hier in Betracht kommende Pumpenart, haben sich in mancher Hinsicht den Kolbenpumpen überlegen gezeigt. Sie bedürfen beisp. keines Windkessels, sowie keiner Saug- und Druckventile, die immer einem besonderen Verschleiß ausgesetzt sind. Ferner werden infolge der kleinen Abmessungen der Zentrifugalpumpen die Ausgaben für Pumpenkammern und Fundament ganz besonders niedrig. Transport und Montage sind leicht auszuführen, auch die für die Pumpe erforderliche Bedienung ist sehr gering. Alle diese Vorzüge fallen natürlich bei Anlagen unter Tage stets ins Gewicht.

Zentrifugalpumpen haben sich daher in ausgedehntem Maße Eingang in den Grubenbetrieb verschafft. Vielfach werden sie auch als Reserve für Kolbenpumpen verwendet.

Für ortsfeste Wasserhaltungen werden die Zentrifugalpumpen fast immer mit wagrechter Welle gebaut und unmittelbar mit dem Elektromotor gekuppelt. Bei Drehstrom von 50 Perioden, wie er fast ausschließlich benutzt wird, ergeben sich Drehzahlen von 3000, 1500 und 1000 Umdrehungen in der Minute.

Während man vor einigen Jahren derartig schnellaufende Motoren nur für wenige hundert Pferdestärken baute, ist man jetzt in der Lage, schnellaufende Motoren auch für Leistungen von 1500 PS und darüber herzustellen. Die Siemens-Schuckertwerke beisp. haben seit Jahren auf die Ausbildung derartiger Motoren besonderes Gewicht gelegt und in dem schnellaufenden Drehstrommotor Modell R, eine Ausführung geschaffen, die für den Antrieb von Zentrifugalpumpen in besonderem Maße geeignet ist. Je nach den örtlichen Verhältnissen wird der Motor oder — zum Schutz gegen Spritzwasser — ventiliert gekapselt, geliefert.

Für die Lager wird Ringschmierung angewendet und bei hoher Lagerbelastung oder größerer Zapfengeschwindigkeit Wasserkühlung der unteren Lagerschalen vorgesehen.

Der Rotor wird als Kurzschluß- oder Schleifringanker ausgeführt. Motoren mit Kurzschlußanker werden durch Anlaßtransformatoren angelassen. Sie sind für größere Leistungen nur dann verwendbar, wenn die elektrische Zentrale so groß ist, daß der beim Anlassen auftretende Stromstoß in Kauf genommen werden kann.

Über Kurzschluß- und Bürstenabhebvorrichtung für Schleifringanker sowie über Schutzschalter, Feuchtigkeitsschutz und schlagwettersichere Ausführung gilt das gleiche wie bei den Motoren für Kolbenpumpen.

Die Evolventenpumpe „System Neumann“ und ihre Eigenschaften.

Mit Abbildungen, Fig. 14 u. 15.

(Schluß aus Heft 2.)

II.

Die einstufige Evolventenpumpe „System Neumann“ mit abnehmbarem Ringdeckel.

Bei der Konstruktion der einstufigen Evolventenpumpen wurde augenscheinlich in erster Linie neben durch einfachste Wasserführung erreichten hohem Nutzeffekt auf leichte Zugänglichkeit der Pumpe gesehen.

Fig. 15 gibt einen Schnitt durch eine solche Pumpe. Gegenüber den sonst üblichen Konstruktionen wurde, wie man sieht, der einseitige Einlauf gewählt und das Laufrad durch die oben beschriebene Anordnung axial entlastet.

Die Pumpe ist ohne Demontage eines Lagers, nur nach Abnahme eines Ringdeckels vor dem Leitapparat und Spiralgehäuse, zugänglich. Dies ist ein Vorteil älteren Pumpensystemen gegenüber, wo, um die inneren Teile der Pumpe nachzusehen, stets eine Demontage eines Lagers nötig war. Nach Lösen des Ringdeckels R (siehe Fig. 15) ist die Pumpe für die Reinigung vollständig demontiert, das Auseinandernehmen einer Lagerung ist nicht nötig.

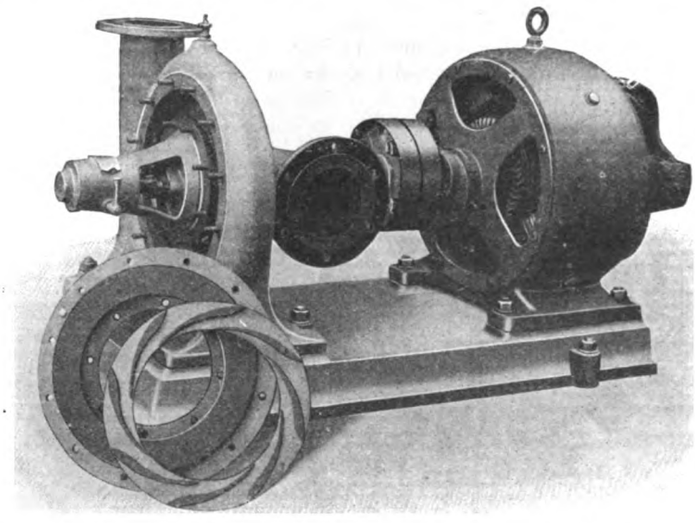


Fig. 14. Z. A.: Die Evolventenpumpe „System Neumann“ und ihre Eigenschaften.

Weiter werden mit wenig Ausnahmen alle einstufigen Evolventenpumpen mit einen aushebbaren Leitapparat versehen, der gleichzeitig, wie weiter unten gezeigt werden soll, eine teilweise Regulierung der Pumpe gestattet.

Fig. 14 zeigt die Pumpe mit abgenommenem Ringdeckel und freigelegtem Leitapparat. Es ist deutlich zu erkennen, wie hier die Demontage ohne Abnahme eines Lagers erfolgte.

Langsam laufende Evolventenpumpen werden vielfach direkt mit einer Dampfmaschine gekuppelt. Ebenso kommt es vor, daß zwei einstufige Evolventenpumpen direkt mit einem Motor gekuppelt werden. Dann aber ist Vorsorge getroffen, daß mittels Reibungskuppelungen die eine oder andere der Pumpen während des Betriebes ein- und ausgerückt werden kann. Ja sogar in vertikaler Ausführung werden Evolventenpumpen bis zu den größten Leistungen gebaut. So sind z. B. vertikale Evolventenpumpen mit mehr als 1,0 cbm sekundlicher Leistung bereits im Betrieb. Ebenso werden sie, nota bene als vertikale Pumpen, auch derart ausgeführt, daß sie unter Wasser arbeiten können.

„Dadurch, daß wir“, so schreibt uns die Armaturen- u. Maschinenfabrik A.-G. vorm. I. A. Hilpert, „zur Erreichung eines höchsten Nutzeffektes für unsere Pumpen stets den Verhältnissen genau entsprechende Laufräder liefern, sind wir in der Lage, auch bezüglich der Tourenzahl den Wünschen der Abnehmer Rechnung zu tragen. Welche Variation der Tourenzahl mit den Evolventenpumpen erreicht werden kann, zeigen nachstehende Zahlenangaben. Es wurden schon einstufige Evolventenpumpen gebaut, die direkt mit einer 300 PS Dampfturbine gekuppelt waren und wo, bei einer minutlichen Umlaufzahl von 2500, 10 cbm pro Minute auf eine manometrische Höhe von 44 m gefördert

wurden. In einem anderen Falle wurde eine Zentrifugalpumpe direkt mit einer 100 PS Dampfmaschine gekuppelt, die bei einer minutlichen Tourenzahl von nur 300, 12 cbm pro Minute Wasser in der Minute auf eine manometrische Höhe von 28 m förderte!"

Für große Wassermengen werden die Evolventenpumpen mit sog. Turbinenlaufrädern versehen, die sich von den Rädern gewöhnlicher Ausführung dadurch unterscheiden, daß bei ersteren bei gleichem Saugrohrdurchmesser der äußere Laufrad-

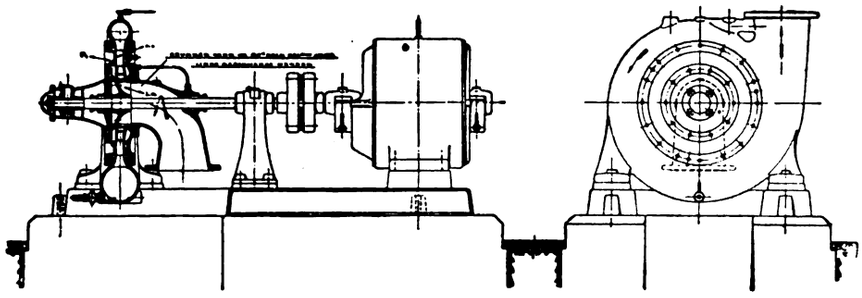


Fig. 15. Z. A.: Die Evolventenpumpe „System Neumann" und ihre Eigenschaften.

durchmesser kleiner ist. Allerdings muß für gleiche Förderhöhe das Turbinenlaufrad bedeutend schneller laufen, als ein Laufrad gewöhnlicher Ausführung, was aber wieder den Vorteil hat, daß bei direkter Kuppelung mit dem Motor, eben infolge der höheren Tourenzahl billigere Motore verwendet werden können; eine Tatsache, die bei größeren Maschinen die Anlage nicht unerheblich verbilligt. Durch Verkleinerung des äußeren Laufraddurchmessers baut sich die Pumpe auch leichter, ebenso stellt sich der Preis derselben niedriger.

Die Schaufeln der Turbinenlaufräder werden aus Stahlblech gefertigt und in die Laufradkränze eingegossen, weshalb selbst bei stark sandhaltigem Wasser eine Abnützung der Schaufeln kaum eintreten kann. Im sonstigen gilt für die Turbinen- und auch die anderen Laufräder das im Abschnitt I dieser Abhandlung gesagte.

I. A. H.

Kreiselpumpe und Vertikalmotor.

Mit Abbildungen, Fig. 16 bis 19.

Zusammenfassung. Klargelegt werden zunächst die Gründe die für den Bau der Vertikalmotoren maßgebend waren. Im Anschluß daran sind dann eine ganze Reihe Pumpenkonstruktionen mit solchen Motoren besprochen, wobei natürlich die Beschreibung des Motors in den Vordergrund gerückt ist.

Mit Einführung der Kreiselpumpe tauchte zugleich auch die Frage nach einer geeigneten Antriebsmaschine auf. Die A.E.G. ging bei der Lösung dieser Aufgabe von der Tatsache aus, daß Zentrifugalpumpen und Elektromotoren ihrem Wesen nach rotierende Maschinen sind und als solche gleich gut für horizontale und für vertikale Anordnung der Welle ausgebildet werden können. Die letztere Anordnung jedoch bietet in zahlreichen Fällen besondere Vorteile und bietet daher eine immer größere Verwendung.

Allerdings erfordert die stehende Anordnung der Welle ein Traglager, das im Hinblick auf die hohe Umdrehungszahl nach einer im Betrieb erprobten Konstruktion ausgebildet sein muß, wenn es die Gewähr der Zuverlässigkeit bieten soll. Gleich wichtig ist genaue Ausführung, richtig gewähltes Material, selbsttätige Schmierung und Abführung der erzeugten Wärme.

Nach diesen Gesichtspunkten ist die Traglagerkonstruktion der von der Allgemeinen Elektricitäts-Gesellschaft gebauten Vertikalmotoren durchgebildet (vgl. Fig. 17).

Der Hauptvorteil der vertikalen Anordnung besteht in der beanspruchten geringen Grundfläche; das ganze Pumpenaggregat entwickelt sich nach der Höhe. Dort steht meist unbegrenzter Raum zur Verfügung, während in der Grundfläche möglichst gespart werden muß.

Ein solcher Fall liegt besonders beim Abteufen von Bergwerksschächten vor, wo ein großer Teil des Schachtquerschnittes der Förderung vorbehalten bleibt. Im regelrechten Bergwerksbetrieb werden natürlich besondere Pumpenkammern angelegt, weil eine dauernde Beschränkung der Schachtscheibe nicht zulässig ist.

Häufig wird zur Beschaffung von Gebrauchswasser ein besonderer Schacht angelegt, der lediglich zur Aufnahme der Pumpen dient. Die Kosten des Schachtes wachsen mit zunehmendem Durchmesser beträchtlich, so daß vertikale Pumpen die Anlagekosten verringern.

Der gleiche Vorteil bietet sich bei Docks, wo die Pumpenkammern wasserdichte Ausführung verlangen.

Verändert sich der Saugwasserspiegel wenig und nur in solchen Grenzen, daß die Saugwirkung nicht in Frage gestellt wird, so wählt man die stationäre Anordnung. Hierbei unterscheidet man zwischen der Anordnung ohne und mit Zwischenwelle.

Bei der stationären Anordnung ohne Zwischenwelle erhält die vertikale Zentrifugalpumpe geeignet geformte Tragfüße, die auf Trägern von Profileisen aufgeschraubt werden. Auf dem oberen Deckel wird meist ein laternenartiges Gußstück und auf diesem der Elektromotor zentrisch aufgeschraubt, wie das, um nur ein Beispiel anzuführen, bei der in Fig. 16 dargestellten stationären Vertikalpumpe von Weise & Monski in Halle a. S. der Fall ist.

Fig. 18 zeigt demgegenüber eine Vertikalpumpe ohne Laterne von G. Niemeyer & Co. in Hamburg-Steinwärder.

Innerhalb der zugänglich gehaltenen Laterne befindet sich

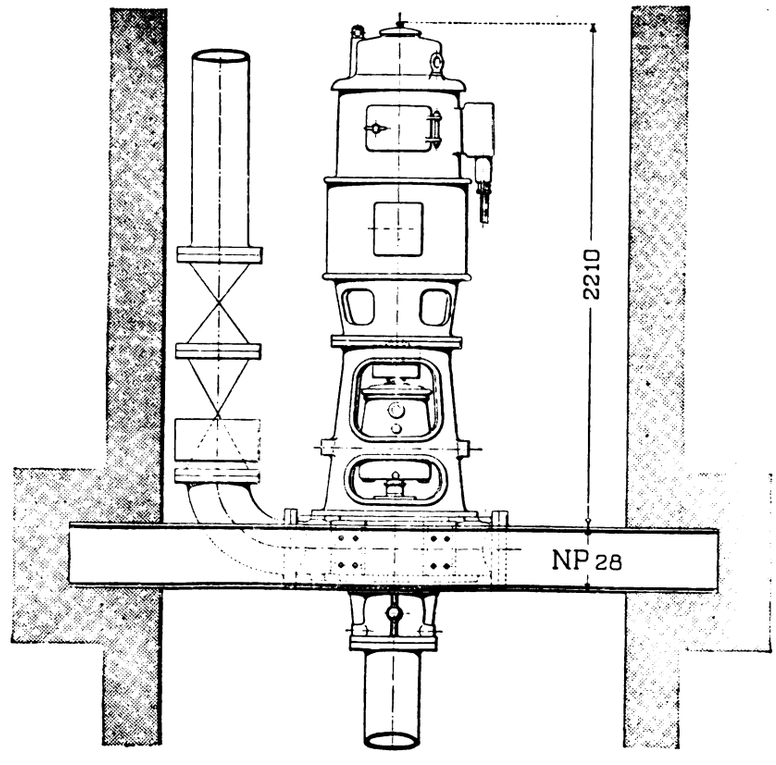


Fig. 16. Z. A.: Kreiselpumpe und Vertikalmotor.

die Kupplung zur Verbindung von Motor- und Pumpenwelle; die Stirnflächen der beiden Wellenenden stoßen dabei nicht dicht aufeinander, sondern haben etwas Spiel.

Durch die zentrische Verschraubung von Motor und Pumpe mittels der Laterne werden Motor- und Pumpenwelle in die geometrische Achse gelegt. Zu verwenden ist eine Kupplung, die in Richtung der Achse elastisch ist und eine Gewähr dafür bietet, daß die Traglagerflächen des Motors und der Pumpe nur durch den Teil des Gesamtgewichtes belastet werden, für den sie gebaut

sind. Das obere Traglager des Motors nimmt nur das Gewicht des Ankers mit Welle sowie der motorseitigen Kupplungshälfte auf, so daß die Pumpe für den Kreisel mit Welle besondere Lagerung erhält.

Die Träger, auf denen das ganze Pumpenaggregat steht, haben außer diesem noch die Saugleitung und je nach Anordnung auch noch die Druckleitung mit Wasserfüllung zu tragen.

Bei der stationären Anordnung mit Zwischenwelle ist eine zentrische Verbindung von Motor und Pumpe mittels Laterne

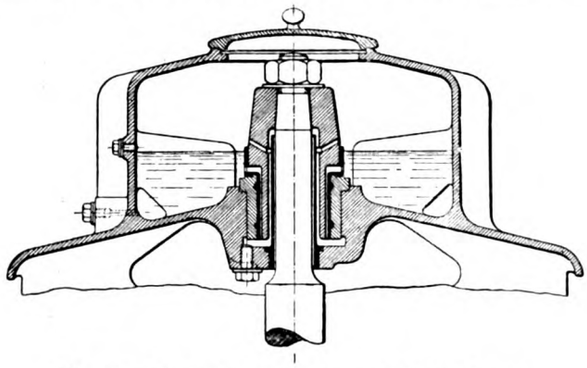


Fig. 17. Z. A.: Kreiselpumpe und Vertikalmotor.

nicht möglich; vielmehr werden diese je für sich auf ein besonderes Trägerfundament gesetzt und die Wellen durch genaue Aufstellung in die geometrische Vertikalachse gebracht. Gleich große Sorgfalt erfordert die Ausführung und Lagerung der vertikalen Zwischenwelle; bei höheren Umdrehungszahlen müssen die Kupplungen genau ausbalanziert sein und möglichst nahe an einer Lagerstelle sitzen (vgl. die in Fig. 19 dargestellte Vertikalpumpe von Klein, Schanzlin & Becker in Frankenthal.

Die eisernen zur Befestigung der Lager dienenden Träger sind nicht nur in der vertikalen, sondern auch in der horizontalen Biegungsebene kräftig auszubilden und so gut zu verankern, daß etwaige Schwingungen der Welle ein Lockern der Träger nicht hervorrufen.

Häufig führt zur Anordnung der Zwischenwelle die Absicht, die Bedienung zu vereinfachen. In Wirklichkeit wird diese aber durch die erforderliche sorgfältige Beaufsichtigung der Zwischenlager erschwert.

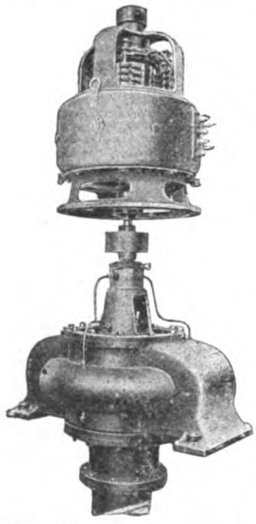


Fig. 18. Z. A.: Kreiselpumpe und Vertikalmotor.

Bei nicht zu hoher Umdrehungszahl und geringer Länge der Zwischenwelle bietet deren Lagerung allerdings keine nennenswerten Schwierigkeiten; im übrigen aber sollte möglichst dahin gestrebt werden, den Motor mittels Laterne in starrer Verbindung über der Pumpe, also unten im Pumpenschacht aufzustellen.

Dabei kann durch Anordnung eines zweiten Amperemeters und des Regulierschiebers an bequemer erhöhter Stelle der Gang der Pumpe leicht beobachtet und reguliert werden.

Nun dienen die stationären Zentrifugalpumpen den mannigfachsten Zwekken, z. B. für Kondensations- und Kesselspeisewasserzufuhr, für Wasserversorgung von Städten und industriellen Betrieben, für Akkumulator-Pumpenanlagen, Docks, Entwässerungs- und Kanalisationsanlagen usw.

Je nach dem Aufstellungsort ist von Fall zu Fall zu entscheiden, ob man Motoren offener Bauart verwenden kann oder ob eine geschützte oder ganz geschlossene Form zu wählen ist.

In trockenen Maschinenräumen können offene Motoren aufgestellt werden.

Wird infolge der örtlichen Verhältnisse ein Schutz gegen Eindringen von Fremdkörpern, gegen Tropf- und Spritzwasser erforderlich, so ist die geschützte bezw. die ventiliert geschützte Bauart am Platze.

Vollkommen geschlossene Motoren finden nur unter den ungünstigsten Antriebsverhältnissen, z. B. für Abteuf-Senkpumpen, Verwendung.

Die Ableitung der Lagerwärme erfolgt bei Motoren mittlerer Größe durch Rippenkühlung, bei größeren durch Wasserkühlung.

Für die Abführung der Eigenwärme bei ventiliert geschützten Motoren erhalten das obere und das untere Lagerschild Öffnungen zum Ein- und Austritt der Kühlluft. Auf der Welle sitzende Lüftungsflügel saugen die Kühlluft durch das untere Lagerschild an und drücken sie mit großer Geschwindigkeit durch den Motor und durch das obere Lagerschild wieder hinaus. Die auf diese Weise erzielte Kühlwirkung ist sehr kräftig. Die Austrittsöffnungen im oberen Lagerschild sind so angebracht, daß das Motorinnere sicher geschützt ist. Wenn die umgebende Luft salzhaltig, feuchtwarm oder dunstig ist, werden die Wicklungen mit Feuchtigkeitsisolation ausgeführt.

Hat die Pumpe nur eine geringere Förderhöhe zu überwinden als ihrer Bauart entspricht, dann steigt bekanntlich das Wasserquantum und damit der Kraftbedarf. Dieser Fall tritt beispielsweise bei Abteufpumpen ein, die anfangs nicht aus der vollen ihrer Umlaufszahl entsprechenden Teufe fördern, ferner bei Pumpen, die bei steigendem Wasserspiegel (z. B. während Hochwasser- oder Flutperioden) aus Flüssen saugen, und bei Brunnenpumpen, bevor der Saugwasserspiegel seinen tiefsten Stand erreicht hat. In allen diesen Fällen ist der Regulierschieber soweit zu schließen, daß die Stromaufnahme des Motors die auf dem Leistungsschild angegebene Stromstärke in Ampere nicht oder doch nur eine kurze Zeit überschreitet, in der eine unzulässige Erwärmung noch nicht eintritt.

Zum Abteufen neuer Schächte werden Drehstrommotoren ähnlicher Bauart unter dem Namen „Abteufmotoren“ verwendet.

Der Motor wird auch hierbei wie der stationäre Motor ohne Zwischenwelle mittels Laterne mit der Pumpe starr verbunden und das Ganze im Senkrahmen eingebaut. Im Verhältnis zur Leistung nimmt ein derartiges Abteufaggregat nur eine geringe Grundfläche in Anspruch, wie folgende Zahlen einiger ausgeführter Anlagen erkennen lassen:

PS	Grundfläche
200	1,65 qm
400	2,78 „
800	3,48 „

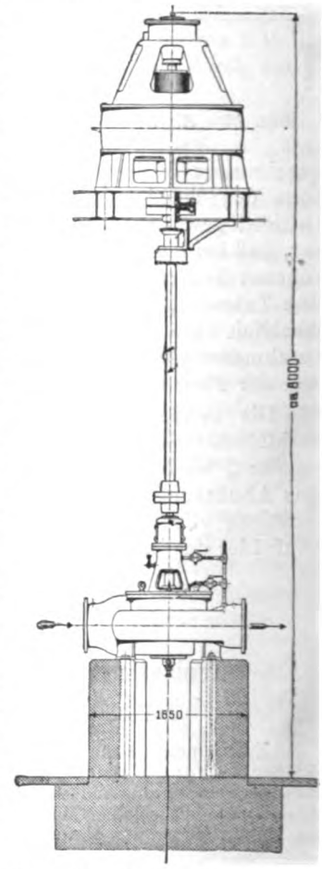


Fig. 19. Z. A.: Kreiselpumpe und Vertikalmotor.

Macht schon dieser Vorzug die vertikale elektrische Zentrifugalpumpe für Abteufzwecke besonders geeignet, so kommt noch als weiterer Vorteil die bequeme Energiezuführung durch das Kabel hinzu, dessen Biegsamkeit das Heben und Senken der Abteufpumpe verhältnismäßig einfach gestaltet. (Schluß folgt.)

Kompressor zum Zusammendrücken von Luft oder ähnlichen Gasen in mehreren Stufen. Der von Olaf Modéer in Stockholm konstruierte Kompressor kennzeichnet sich durch die Verbindung eines oder mehrerer Niederdruckzylinder, deren Wandungen mit einer oder mehreren am Ende des Saughubes sich öffnenden Einströmungsöffnungen, versehen sind, mit einem oder mehreren Hochdruckzylindern gewöhnlicher Konstruktion und einem dazwischenliegenden Luftbehälter. So soll der Druck im Luftbehälter auch bei ausgebliebener oder unvollständiger Öffnung des Saugventils vom Niederdruckzylinder, möglicht konstant und die Temperatursteigerung während der Kompression im Hochdruckzylinder innerhalb solcher Grenzen gehalten werden, daß die Kolbenpackung aus Leder bezl. Vulkanfiber, sowie die Ventile des Zylinders usw. nicht beschädigt werden. (Pat. 254 590).

Pumpen, Kompressoren, Gebläse, Ventilatoren, Exhaustoren etc.

Branchen-Ausgabe III des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur".

Schriftleitung: Ingenieur F. Wilcke, Leipzig.

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Konstruktions- und Berechnungsbeispiele zu Zentrifugalpumpen.

Von Dipl.-Ing. **Karl Schmidt.**

Mit Zeichnungen auf Tafel 13 u. 18 und Abbildungen, Fig. 20 bis 23.

Wie im Dampfmaschinenbau auf einer größeren Anzahl von Verwendungsgebieten die Kolbenmaschine von der Dampfturbine verdrängt wurde, so vollzog sich im Laufe der letzten Jahre auch auf dem Gebiet des Pumpenbaues eine Umwälzung zu Gunsten der rotierenden Maschine, gleichfalls in erster Linie hervorgerufen durch die immer mehr zunehmende Verwendung der elektrischen Energie und durch die großen Fortschritte der elektrischen Industrie. Wenn auch auf einzelnen Gebieten, z. B. der Förderung kleiner Wassermengen (etwa unter 0,5 cbm/Min.) auf hohe Drücke, auch fernerhin die Kolbenpumpe allein Verwendung finden wird, so wird doch überall, wo größere Wassermengen auf beträchtliche Höhe zu fördern sind, die moderne Zentrifugalpumpe mit der Kolbenpumpe in Wettbewerb treten können, da der Vorteil des um ca. 10 % höheren Wirkungsgrades der letzteren sehr oft durch die großen Vorzüge der rotierenden Pumpe, bestehend in geringeren Anlagekosten, also kleinerer Verzinsungs- und Abschreibungsquote, leichteren Fundamenten, kleinerem Platzbedarf, geringeren Ansprüchen an Wartung, größerer Betriebssicherheit, vor allem auch in der Möglichkeit direkten Antriebes durch raschlaufende, billige Elektromotore aufgewogen wird.

Besonders machen sich diese Vorteile im Bergbau geltend, wo die Hochdruck-Zentrifugalpumpe als stationäre Wasserhaltungsmaschine, Abteufpumpe und auf Wagen fahrbare Stollenpumpe in letzter Zeit eine große Verbreitung gefunden hat. Ferner wird die mehrstufige Pumpe vielfach zur Wasserversorgung von Städten verwendet, wenn durch Überlandzentralen elektrische Energie für den Antrieb zur Verfügung gestellt wird. Ein weiteres Verwendungsgebiet, das bis vor wenigen Jahren ausschließlich von der Kolbenpumpe beherrscht wurde, bildet die Erzeugung von Preßwasser und die Speisung von Dampfkesseln; zu letztgenanntem Zweck wird die Zentrifugalpumpe allerdings nur bei großen Kesselanlagen verwendet. (A. Borsig baut z. B. die kleinste Kesselspeisepumpe für eine Maximalleistung von 12 cbm/Stde. für ca. 600 qm Heizfläche.)

Stets in Betracht kommen Kolbenpumpen, wenn größere Wassermengen auf kleine Höhen zu fördern sind, wie z. B. bei Be- und Entwässerungsanlagen, bei Kühlwasserpumpen für Oberflächenkondensatoren usw.

Aus der großen Zahl von Konstruktionen moderner Nieder- und Hochdruck-Zentrifugalpumpen sei nun im folgenden eine Anzahl charakteristischer Typen, die den verschiedensten Verwendungszwecken dienen, herausgegriffen und an Hand von Schnittzeichnungen besprochen.

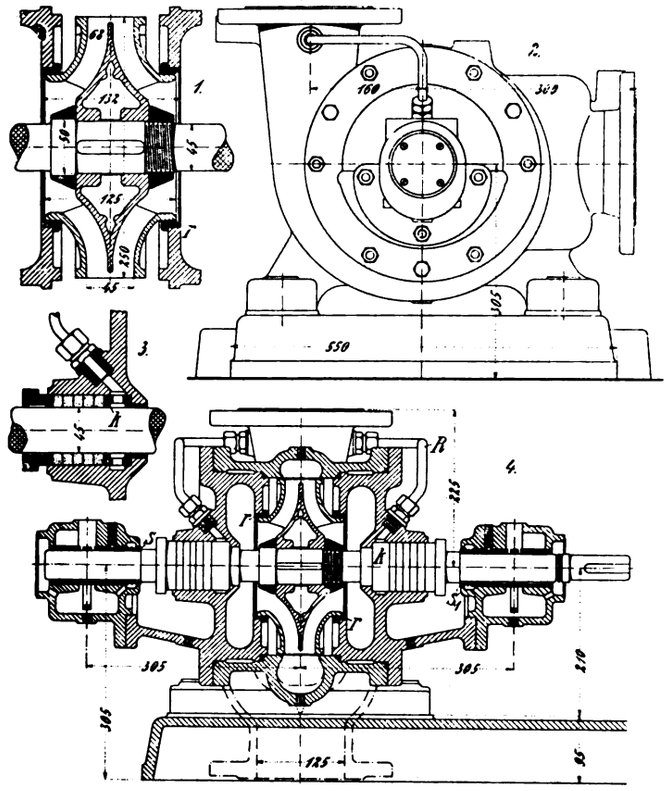


Fig. 20. Z. A.: Konstruktions- und Berechnungsbeispiele zu Zentrifugalpumpen.

I. Niederdruckpumpen.

a) Einstufige Pumpen ohne Leitrad.

Eine Niederdruckpumpe mit fliegend angeordnetem Laufrad von A. Borsig in Berlin-Tegel zeigen die Fig. 10, 18 und 19 auf Tafel 13.

Das Zurückströmen des Wassers aus dem Druckraum in den Saugraum, der „Spaltverlust", wird durch die in die seitlichen Deckel eingebauten Schleifringe R (Bronze) verringert. Da auf beiden Seiten des Laufrades sich annähernd gleicher Druck einstellt, die Laufradfläche aber größer als auf der rechten Seite ist, würde sich ein Überdruck nach links ergeben, der die Welle samt Laufrad verschieben will. Dieser „Axialschub" ist hier dadurch aufgehoben, daß die Schleifringe gleiche Durchmesser besitzen, also in den Räumen 1 und 2 gleiche Laufradflächen und gleich große Drücke entstehen. Durch die Öffnungen O in der Radscheibe wird ferner ein Ausgleich zwischen dem Druck im Raum 3 und dem im Saugstutzen hergestellt, so daß auch an dieser Stelle das Entstehen eines axialen Schubes verhütet wird. Das Laufrad wird aus feinkörnigem Grauguß, in besonderen Fällen aus Manganbronze hergestellt.

Die Welle ist doppelt gelagert, innerhalb des Pumpengehäuses in einem Pockholzlager, das durch das Umführungsrohr mittels Druckwassers geschmiert wird, außen in einem Ringschmierlager. Der an dem äußeren Lager angebrachte Stellring S (Fig. 10) nimmt einen trotz der Entlastungsvorrichtung bei ungleicher Abnützung der Schleifringe etwa entstehenden, kleinen Axialschub auf. Die Verschraubungen a und b dienen zum Auffüllen bezw. Ablassen des Wassers. Da das Spiralgehäuse symmetrisch mit auswechselbaren Deckeln ausgeführt ist, kann der Austrittsstutzen in senkrechter Ebene in jede Lage eingestellt werden.

Die in Fig. 10, 18 und 19 dargestellte Pumpe wird für eine Fördermenge von 525 bis 3680 l/Min. auf 5 bis 40 m Förderhöhe gebaut. Der Pumpentyp an sich wird ausgeführt für 50 bis 600 mm Rohranschluß und 100 bis 750 mm Laufraddurchmesser.

Die auch heute noch am meisten ausgeführte Bauart eines Laufrades mit doppelseitigem Einlauf, bei dem zwei Teillaufräder je die halbe Wassermenge fördern, zeigen Abb. 20, Skz. 1 bis 3 an einer Niederdruckpumpe von Gustav Bölte in Oschersleben. Der Axialschub ist hier völlig ausgeglichen; kleine Schübe werden durch die an den Ringschmierlagern angebrachten Stellringe S und S_1 aufgenommen. Die Abdichtung des Druckraums gegen den Saugraum erfolgt durch die Bronzeringe r; das

Einsaugen von Luft an den Stopfbüchsen wird dadurch verhindert, daß man durch die Rohre R den Ringen k Druckwasser zuführt.

Als Vorteil des Laufrades mit zweiseitigem Einlauf ist neben der Aufhebung des Axialschubs die stabile Konstruktion der Pumpe anzusehen; als Nachteil ist die teuere Bauart des Laufrades anzuführen.

Die neueste Niederdruck-Zentrifugalpumpe von Klein, Schanzlin & Becker in Frankenthal zeigen die Fig. 15 und 20 bis 22, Taf. 13, die beiden Hälften des Laufrades sind dem „Normalläufer" der Francis-Turbine nachgebildet, d. h. der äußere Durchmesser des Laufrades ist gegenüber dem Durchmesser des Saugmundes wesentlich kleiner als bei normalen Pumpen-Laufrädern, z. B. nach Fig. 10, 18 und 19; die mit einem sogenannten Turbinenlaufrad versehene Pumpe macht bei gleicher Druckhöhe mehr Umläufe, kann also mit einem rascher laufenden, billigeren Motor gekuppelt werden; ferner wird durch die Verringerung des äußeren Durchmessers das Spiralgehäuse kleiner und billiger.

Saugraum und Druckraum sind, um den Spaltverlust zu verringern, durch die Bronzeringe R abgedichtet; das Einsaugen von Luft an den Stopfbüchsen wird durch Zuführung von Druckwasser mittels der Rohre r in die Räume A und B verhütet, die durch die Bohrungen b entwässert werden können. Etwa noch auftretende kleinere Axialschübe werden durch die Druckscheibe d und den Stellring s aufgenommen.

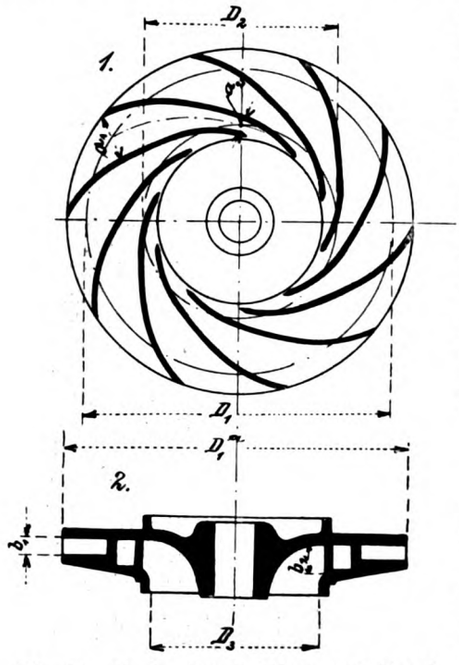


Fig. 21. Z. A.: Konstruktions- und Berechnungsbeispiele zu Zentrifugalpumpen.

Das sehr stabil ausgeführte Spiralgehäuse hat rechteckigen Querschnitt und erweitert sich konisch nach dem Druckstutzen, so daß in diesem Teile eine starke Umsetzung von Geschwindigkeitsenergie in Druckenergie stattfindet.

In der Abbildung Fig. 22 ist ein von der gleichen Firma ausgeführtes älteres Laufrad dargestellt, bei dem der Stoßverlust am Laufradeintritt durch kleine Schaufelzahl, also große Schaufelweite vermindert, außerdem durch Verwendung von Zwischenschaufeln eine gute Wasserführung erzielt werden soll.

Eine Pumpe für Be- und Entwässerungsanlagen, bei denen sehr große Wassermengen auf kleine Höhen zu fördern sind, zeigen die Fig. 7, 8, 16 und 17 der Tafel an einer Ausführung von Borsig in Berlin-Tegel. Das Laufrad hat doppelseitigen Einlauf und ist, wie bei der oben besprochenen Pumpe als Turbinenlaufrad ausgeführt. Die Abdichtung von Saug- und Druckraum erfolgt durch die Schleifringe r des Laufrades und r_1 des Gehäuses. Die Abdichtung der Stopfbüchse gegen Eindringen von Luft geschieht durch Einführung von Druckwasser mittels der Rohre R. Das mit den Krümmern zusammengegossene Gehäuse ist durch Rippen versteift und in der wagrechten Mittelebene geteilt. Die Form der Laufschaufeln S ist aus dem Querschnitt (Fig. 8) zu erkennen.

Einstufige Pumpen mit Leitrad.

Während für kleinere Förderhöhen, etwa unter 25 m, die meisten einstufigen Pumpen auch heute noch ohne Leitrad ausgeführt werden, kommt bei größeren Förderhöhen immer mehr der Leitapparat zur Verwendung, da hier die Vorteile der besseren Wasserführung und Druckumsetzung den Nachteil der etwas erhöhten Reibungs- und Stoßverluste sowie des größeren Preises wenigstens bei Dauerbetrieb überwiegen.

Eine bewährte Konstruktion mit auswechselbarem Leitrad ist die in Fig. 1 bis 6 und 11 auf Tafel 13 dargestellte, unter dem Namen Evolventenpumpe*) bekannt gewordene Niederdruckpumpe der Amag-Hilpert in Nürnberg, entworfen vom Chefingenieur Neumann dieser Firma**).

Der Axialschub wird wie bei der zuerst besprochenen Pumpe durch entsprechende Anordnung der Schleifringe und

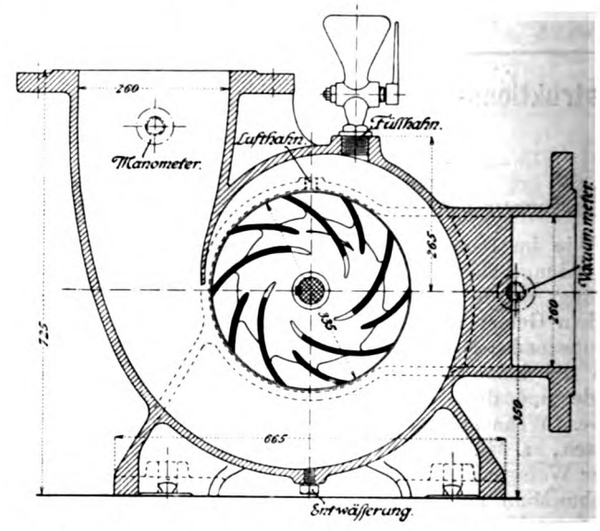


Fig. 22. Z. A.: Konstruktions- und Berechnungsbeispiele zu Zentrifugalpumpen.

durch Anbringen von Löchern L in der Laufradscheibe aufgehoben; der Sicherheit halber sind an dem einen Ringschmierlager noch Kugel-Drucklager angebracht. Die Mutter M (Fig. 11) wird durch den mit Vierkant aufgesetzten Bügel b gegen Drehung gesichert. Beide Stopfbüchsen sind durch Zuführung von Druckwasser gegen eindringende Luft gesperrt.

Das Leitrad L_1 ist nach der einen Seite offen und wird auf dieser durch den leicht abnehmbaren Deckel R begrenzt. Dadurch

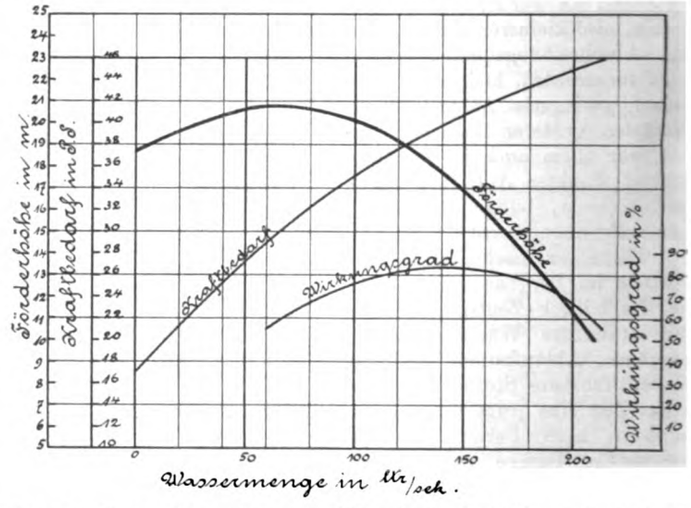


Fig. 23. Z. A.: Konstruktions- und Berechnungsbeispiele zu Zentrifugalpumpen.

wird einerseits ein rasches Nachsehen der inneren Teile ermöglicht, andererseits eine leichte Auswechselung des Leitapparates, wenn durch Einsetzen eines anderen Leitrades in Fällen, wo die Pumpe längere Zeit kleinere Wassermengen zu fördern hat, eine mit geringer Verkleinerung des Nutzeffektes verbundene Regulierung erzielt werden soll.

*) Der Name Evolventenpumpe wurde gewählt, weil Lauf- und Leitschaufeln wie bei Turbinen nach Evolventen geformt sind.

**) Vgl. auch die Abhandlung: Evolventenpumpe Bauart Neumann. Prakt. Masch.-Konstr. 1913, Heft 2 u. 4.

Durch die Formgebung des Kranzspaltes t soll das aus dem Spalt ausströmende Wasser in die Richtung des im Saugrohr fließenden Wassers gelenkt werden, wodurch die Entstehung von Stößen und Wirbeln vermieden und die dem Spaltwasser innewohnende Energie teilweise zurückgenommen werden soll.

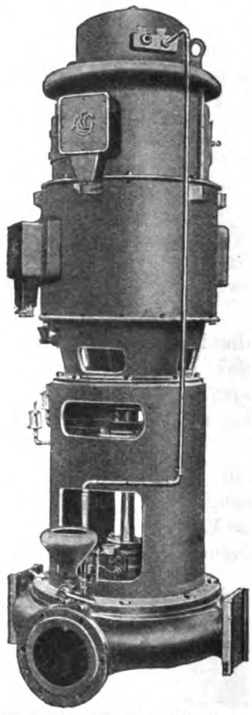


Fig. 24. Z. A.: Kreiselpumpe u. Vertikalmotor.

Alle Evolventenpumpen erhalten Laufräder nach Abbildung Fig. 21, Skz. 1 und 2, aus der ersichtlich ist, daß alle Querschnitte von a_2 bis a_1 (stets senkrecht zum durchfließenden Wasserstrahl gemessen) Rechtecke darstellen. Die einzelnen Rechtecksquerschnitte sind so bemessen, daß die relative Geschwindigkeit stetig abnimmt, vom Querschnitt $a_2 \cdot b_2$ bis $a_1 \cdot b_1$, daß also die Umsetzung von Geschwindigkeit in Druck sich gleichmäßig, ohne Stoß vollzieht.

Einstufige Pumpen dieser Art führt Amag-Hilpert für normale Förderhöhen von 20 bis 50 m aus.

Die Charakteristik (Q/H-Diagramm) einer nach Fig. 1 bis 6 und 11 ausgeführten Pumpe von 300 mm Rohranschluß bei konstanter Umlaufszahl n = 735 zeigt Fig. 23. Der Wirkungsgrad bleibt innerhalb eines großen Verwendungsgebietes über 80 % und beträgt bei Q = 135 l 83 %*); die Kurve der durch Drosselung entstandenen Drücke zeigt ein stetiges Wachsen nach einem in der Nähe der 0 = Linie liegenden Maximum; der Endpunkt der Drucklinie, d. i. der Druck beim Anfahren liegt daher höher als der Punkt bei normaler Förderhöhe, die Pumpe kann also bei vollen Leitungen ohne Tourenerhöhung anlaufen.

Die Firma führt diese Pumpen auch ohne Leitrad aus, wie Taf. 13, Fig. 9 und 12 bis 14 an einer Schachtpumpe mit senkrechter Welle zeigen. Das Laufrad ist wie bei den normalen Evolventenpumpen ausgeführt. Die Ausbildung des Kugellagers ist die bei Francis-Turbinen übliche.

Es sollen jetzt die Abmessungen der auf Taf. 13, in Fig. 1 bis 6 und 11 dargestellten Niederdruck-Evolventenpumpe, die Q = 15 cbm/min auf H_n = 15 m fördern soll, nach der von Neumann**) angegebenen Berechnungsweise nachgerechnet und die Schaufelschnitte entworfen werden.

Der hydraulische Wirkungsgrad, der den Reibungs-, Stoß- und Austrittsverlust in Lauf- und Leitrad berücksichtigt, sei mit $\frac{1}{\varepsilon} = 0{,}8$ angenommen, so daß die in Rechnung zu setzende Förderhöhe:

$$H_g = \frac{15}{0{,}8} \simeq 19 \text{ m}$$

beträgt.

Der Spaltverlust werde mit 5 % angenommen, so daß das Laufrad für eine Wassermenge:

$Q' = 1{,}05 \cdot Q = 1{,}05 \cdot 15 = 15{,}75$ cbm/Min. $\simeq 0{,}2625$ cbm/sek.

zu berechnen ist.

Der Saugrohrdurchmesser ist zu D_s = 400 mm gewählt; der Saugkrümmer (Fig. 1 bis 6 und 11) ist nach oben auf den Durchmesser D_3 = 300 mm verengt.

Ist der Nabendurchmesser vorläufig zu 120 mm gewählt, so ist die freie Fläche vor dem Eintritt ins Laufrad:

$$F_s = \frac{0{,}3^2 \cdot \pi}{4} - \frac{0{,}12^2 \cdot \pi}{4} = 0{,}05938 \text{ qm},$$

also die Geschwindigkeit in diesem Querschnitt:

$$c'_s = \frac{Q'}{F'_s} = \frac{0{,}2625}{0{,}05938} = 4{,}43 \text{ m/sek}.$$

*) Lauf- und Leitrad der Versuchspumpe waren aus Bronze und innen poliert.

**) Neumann, Die Zentrifugalpumpe (Springer in Berlin, 2. Aufl.).

Der äußere Laufraddurchmesser D_1^a wird bei Niederdruckpumpen meist $\leq 2 \cdot D_3$ gewählt. Nimmt man nach der Ausführung D_1^a = 550 mm an, den Schaufelwinkel am äußeren Umfang $\beta_1^a = 155^0$ und die Zahl der Laufradschaufeln $z_1 = 11$, so ist der Grundkreis, von welchem die Austrittsevolvente der Laufradschaufel abgewickelt wird, zu berechnen aus:

$$\Delta_1 = D_1^a \cdot \sin \beta_1^a = 550 \cdot \sin 155^0 = 232 \text{ mm}.$$

Nimmt man die Schaufelstärke s_1 = 4 mm an, so ist die Schaufelweite a_1 (Fig. 10) zu berechnen aus der Beziehung:

$$\Delta_1 \pi = (a_1 + s_1) \cdot z_1$$

also:

$$a_1 + s_1 = \frac{\Delta_1 \cdot \pi}{z_1} = \frac{232 \cdot \pi}{11} = 66 \text{ mm} \quad \text{und}$$

$$a_1 = 66 - 4 = 62 \text{ mm}.$$

(Fortsetzung folgt.)

Kreiselpumpe und Vertikalmotor.

Mit Abbildungen, Fig. 24 bis 28.

(Fortsetzung aus Heft 4.)

Für mittlere und größere Leistungen hat sich sogar bereits eine typische Form der Pumpenanordnung herausgebildet. Man vgl. die Abteufpumpe von A. Borsig in Tegel, Fig. 24, und Fr. Gebauer in Berlin, Fig. 26.

Das Wasser tritt durch Saugkorb und Fußventil in ein vertikales Saugrohr, das sich unterhalb der Pumpe in zwei Stränge teilt, so daß das Wasser von zwei Seiten in die Pumpe einströmt. Es verläßt die Pumpe ebenfalls durch zwei Stutzen und gelangt in zwei vertikale Druckrohre, die sich wiederum durch ein Hosenrohr vereinigen. Über dem Verbindungsstück sitzt die Rückschlagklappe, dann folgt der Absperrschieber und auf diesen bis oben zur Ausgußstelle das Druckrohr.

Das Pumpenaggregat ist in einen Rahmen aus Profileisen (Fig. 26) eingeschraubt, dessen Querverbände zu Bedienungspodesten ausgebildet sind. Der Querträger unterhalb des oberen Rohrverbindungsstückes trägt die Lager für die in einem Drahtseil hängende Seilrolle. Das eine Ende des Tragseiles ist über Tage im Schachtgerüst fest verankert, das andere Trum läuft gleichfalls nach oben, geht über eine im Schachtgerüst gelagerte Seilrolle und alsdann auf die Trommel der Pumpensenkwinde.

Fig. 25.

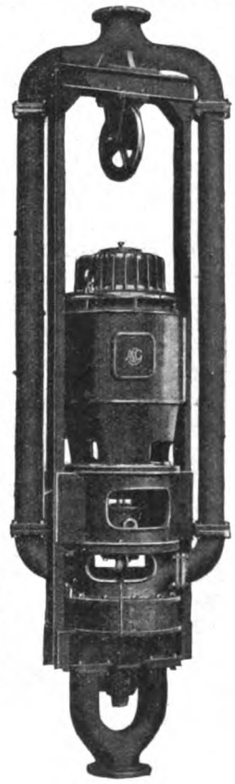


Fig. 26.

Fig. 25 u. 26. Z. A.: Kreiselpumpe und Vertikalmotor.

Die beiden Tragseiltrümmer haben mithin zu tragen: 1. den eisernen Rahmen mit Pumpe und Motor (vgl. dazu die Abbildung der Abteufpumpe von Gebr. Sulzer in Winterthur (Fig. 27), 2. das Saugrohr mit Saugkorb sowie das vertikale auf dem Absperrschieber stehende Druckrohr mit Wasserfüllung, 3. das Eigengewicht des Tragseiles, 4. das Gewicht des elektrischen Kabels, soweit es mittels Schellen am Druckrohr befestigt ist.

Das elektrische Kabel ist am Abteufmotor angeschlossen, einige Meter darüber befindet sich ein Amperemeter in wasserdichtem Gehäuse und zwar in gleicher Höhe mit dem Absperrschieber. Der Pumpenwärter kann alsdann beim Öffnen des Schiebers das Amperemeter gleichzeitig beobachten. Das elektrische Kabel läuft, wie bereits erwähnt, nach oben am Druckrohr entlang und über Leitrollen im Schachtgerüst auf die Kabelwinde. Die drei Adern des Kabelendes sind auf der Trommelwelle an

drei Schleifringe angeschlossen; diesen fließt der Strom durch Bürsten vom fest verlegten Zuführungkabel zu.

Als Betriebsmotor kommt wegen seines einfachen Aufbaues fast immer der Drehstrommotor mit Kurzschlußanker in Betracht. Betriebssicher und wegen des hohen Feuchtigkeitsgehaltes der Luft für wirklichen Abteufbetrieb allein geeignet ist die geschlossene Bauart.

Die Abführung der im Motor entwickelten Wärme erfolgt bei kleineren Leistungen durch Rippenkühlung, bei mittleren Leistungen durch Wasserkühlung. Bei größeren Leistungen wird mit Erfolg eine kombinierte Luft- und Wasserkühlung angewendet. Auf der Ankerwelle sitzen ebenso wie bei den Motoren ventiliert geschützter Bauart Ventilatorflügel (vgl. Fig. 25), die Luft mit großer Geschwindigkeit zwischen Anker und Gehäuse von unten nach oben durchblasen. Die Luft kehrt im Hohlraume des oberen Lagerschildes um und strömt außen an dem mit Vertikalrippen versehenen Gehäusemantel (vgl. Fig. 28) nach unten, um abgekühlt von neuem unten wieder vom Ventilatorflügel angesaugt und durch den Motor geblasen zu werden. Die Kühlluft macht also einen geschlossenen kontinuierlichen Kreislauf durch. Um die Kühlwirkung hervorzubringen, wird das doppelwandige Innengehäuse von Kühlwasser durchflossen, das ebenso wie das Wasser für die Lagerkühlung der ersten Druckstufe der Pumpe entnommen wird und erwärmt in den Schacht wieder zurückfließt. Um etwaigen Verengungen der Kühlkanäle und damit einer Verminderung der Kühlwirkung vorzubeugen, kann man die Kühlkanäle nach Entfernung der Verschlüsse bequem reinigen.

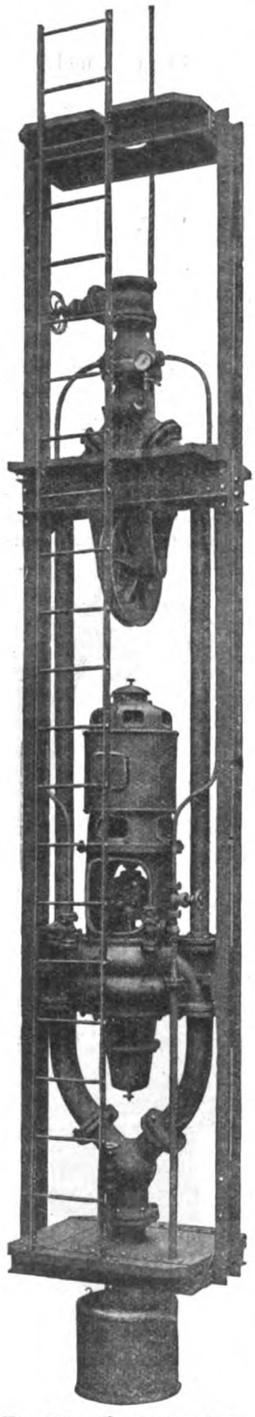


Fig. 27. Z. A.: Kreiselpumpe und Vertikalmotor.

Die wassergekühlten geschlossenen Motoren haben sich im Abteufbetriebe bewährt. Der Kühlwasserverbrauch beträgt nur wenige Liter in der Minute.

Enthält das Wasser viel Schlamm oder sonstige Beimengungen, welche die Kühlkanäle so stark und schnell verschmutzen, daß die häufige Reinigung lästig und als unangenehme Betriebsstörung empfunden wird, so empfiehlt es sich, einen Tübbing anzuzapfen und geklärtes Wasser für die Kühlung zuzuführen.

Von besonderer Wichtigkeit sind auch hier die Traglager, deren Zuverlässigkeit die Vorbedingung eines geregelten Betriebes ist; sie werden als Gleitlager, bei größeren Modellen als Kammlager ausgebildet.

Das im Motorinneren sich etwa bildende Schwitzwasser kann durch besondere Hähne abgelassen werden.

Die Kabelwinde besteht aus einem Rahmen von Profileisen; ihre Trommel erhält einen Durchmesser, wie er mindestens für die Biegsamkeit des Kabels erforderlich ist. Das Gleiche ist bei den Kabelleitrollen zu beachten. Zur Vermeidung einer zu großen Erwärmung des Kabels ist die Breite der Trommel so zu bemessen, daß nur drei Windungen übereinander liegen. Zu empfehlen ist, die Trommelwangen mit Löchern zu versehen, um den Abzug der warmen Luft zu erleichtern. Sollte die Erwärmung trotzdem zu stark sein, so muß durch Anschluß an eine Ventilatordruckleitung für eine stärkere Abkühlung gesorgt werden.

Die Stromzuführung geschieht wie erwähnt durch Schleifringe, die durch ein Blechgehäuse gegen Berührung geschützt sind. Der Antrieb erfolgt durch Stirnrad- oder Schneckenradübersetzung mittels Handkurbel. Ferner sind zwei unabhängige Bremsen vorgesehen. Zur Vermeidung zu scharfer Biegungen werden die Leitrollen für das Kabel im Schachtturm den örtlichen Verhältnissen entsprechend angeordnet.

Die Bergpolizeiverordnungen schreiben für Pumpensenkwinden wegen der Gefahr, die für die auf der Schachtsohle bezw. Arbeitsbühne beschäftigte Belegschaft besteht, allerdings vor, daß die Winden mit doppeltem Eingriff versehen, d. h. daß alle Zahnräder doppelt angeordnet sein müssen; die Arbeitsweise der Kabelwinde aber ist eine andere.

Das Kabel, das am Steigrohr mittels Schellen befestigt ist, wird also auf diese Länge nicht von der Kabelwinde, sondern von der Senkwinde getragen. Nur bei Anlagen, wo die Abteufpumpen nicht über Tage, sondern in einer Pumpenkammer ausgießen, hängt das Kabel vom Ende der Druckleitung bis über Tage frei im Schacht, vorausgesetzt, daß die Kabelwinde über Tage aufgestellt wird.

Richtiger ist es, in solchem Falle die Kabelwinde in der Pumpenkammer aufzustellen. Man läßt das Kabel im Schacht auf seiner ganzen Länge nur dann frei hängen, wenn ein defektes Kabel gegen ein neues ausgewechselt werden muß, ohne daß die Pumpe hochgezogen wird.

Beim Bedienen der Kabelwinde ist zu beachten, daß das elektrische Kabel mit der gleichen Geschwindigkeit gehoben bezw. gesenkt wird, wie die Pumpe. Liegt das Tragseil der Pumpe, wie üblich, in einer im Pumpenrahmen gelagerten losen Rolle, so wird die Pumpe halb so schnell gehoben oder gesenkt, als die Senkwinde das Tragseil auf die Trommel auf- bezw. von ihr abwickelt. Beim Bewegen des Pumpenaggregates hat das elektrische Kabel demnach die halbe Geschwindigkeit des Tragseiles.

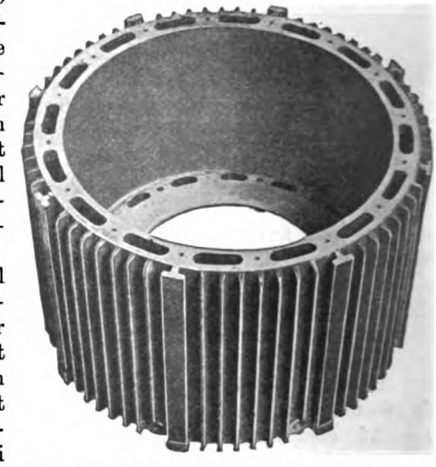


Fig. 28. Z. A.: Kreiselpumpe und Vertikalmotor.

Das Abteufkabel besteht aus drei biegsamen Litzen verzinnter Kupferdrähte, die mit Para- und vulkanisiertem Gummi isoliert und mit gummiertem Band umgeben sind. Die drei Adern werden rund verseilt, mit imprägnierter Jute umwickelt und mit Litzen aus verzinkten Rundstahldrähten armiert. Die Armatur muß stark genug sein, um das ganze Gewicht des im Schacht freihängenden Kabels tragen zu können. Die Ausführung der Bewehrung wird von Fall zu Fall entschieden.

Die Abteufkabel werden bis zu 3×95 qmm, in Ausnahmefällen auch stärker ausgeführt; ein Querschnitt von 3×150 qmm sollte aus Rücksichten auf die Handlichkeit nicht überschritten werden.

Sofern eine Schaltanlage nicht vorhanden ist, werden Schaltschränke aus Winkeleisen mit Eisenblechverkleidung aufgestellt, in denen der Transformator und die erforderlichen Schalt-, Sicherheits- und Meßapparate untergebracht sind.

Zwischen dem Hauptschalter, der als Maximalausschalter mit Zeiteinstellung ausgebildet ist, und der Schaltwalze des Transformators wird eine Verriegelung getroffen, die die Folge der Schaltbewegung so festlegt, daß eine falsche Bedienung beim Anlassen ausgeschlossen ist. Insbesondere wird verhindert, daß der Motor unter Umgehung des Anlaßtransformators direkt durch den Hauptschalter an das Netz gelegt wird.

Schaltschränke eignen sich auch für Aufstellung unter Tage für den Fall, daß mit fortschreitender Teufe die Anlaß- und Schaltapparate auf einer Zwischensohle untergebracht werden müssen. (Schluß folgt.)

Pumpen, Kompressoren, Gebläse, Ventilatoren, Exhaustoren etc.

Branchen-Ausgabe III des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur".

Schriftleitung: Ingenieur F. Wilcke, Leipzig.

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Große Humphrey-Pumpen.

Mit Abbildungen, Fig. 29 bis 33.

Zusammenfassung. Beschrieben sind zwei ungewöhnlich große Humphrey-Pumpen, von denen die eine 40 Millionen und die andere gar 100 Millionen Gallonen Wasser per Tag zu heben imstande ist. Die kleinere der Pumpen wird in vier Exemplaren, die große in nur einem zur Aufstellung gelangen. Interessant ist vor allem die Art und Weise, wie man sich bei diesen gewaltigen Pumpen geholfen hat, um die Wirkung sicher zu stellen, die ja bei der Humphrey-Pumpe bekanntlich darauf basiert, daß im Pumpzylinder ein explosibles Gemenge zur Entzündung gebracht und zum Ansaugen und Fortdrücken von Wasser benutzt wird. Wasser und Explosionsgase kommen dabei in direkte Berührung.

Für das in der nächsten Zeit in Betrieb zu nehmende Pumpwerk Chingford sind mehrere große Humphrey-Pumpen, die von Bryan, dem Chefingenieur des Metropolitan Water Board, entworfen wurden, vorgesehen. Von den fünf Humphrey-Pumpen, die in der genannten Anlage zur Aufstellung kommen sollen, haben vier eine Leistungsfähigkeit von je 40 Millionen Gallonen per Tag und die fünfte eine solche von 20 Millionen. Das würde für 24 Stunden eine Gesamtleistung von rund 180 Millionen Gallonen Wasser bedeuten, die auf eine Höhe von 25 bis 30 Fuß zu heben sind.

Wie aus den früheren Beschreibungen*) dieses Pumpentypes bekannt, beruht derselbe in seiner Wirkung auf einem inneren Verbrennungsprozeß. Die Explosion vollzieht sich in unmittelbarem Kontakt mit dem zu hebenden Wasser. Bei der vorliegenden Anlage sollen die Pumpen nach dem Viertakt ungefähr in folgender Weise arbeiten: Um die Pumpe mit dem Arbeitshub anzulassen, wird im Augenblick der Anstellung ein brennbares Gemisch das vorher zusammengepreßt wurde, in der Haube des Pumpzylinders entzündet. Die entstandenen Gase läßt man bis wenig unter den atmosphärischen Druck expandieren, mit dem Erfolge, daß ein entsprechendes Quantum Wasser, desgleichen auch Spülluft durch automatische Ventile angesaugt werden. Während derselben Zeit wird Wasser durch das Druckrohr in ein Hochreservoir gefördert. Dem Arbeitshube folgt der Rücklauf der Wassersäule, wobei zunächst die Rückstände der Verbrennung durch die Auslaßventile angetrieben werden. Diese Ventile werden dann unter dem Einfluß des sich bewegenden Wassers geschlossen und die mit dem Wasser zugleich angesaugte Luft wird in der Haube des Zylinders komprimiert; sie bildet dort ein elastisches Kissen, an dem die sich bewegende Wassersäule, wenn man so sagen darf, stoßlos zur Ruhe kommt. Die im Anschluß daran stattfindende Wiederausdehnung des Luftkissens hat eine zweite Auswärtsbewegung des Wasserstromes zur Folge. Der Druck über letzterem fällt dann bis zur Atmosphäre mit dem Erfolg, daß ein brennbares Gemenge durch automatische Anlaßventile eingesaugt wird. Sobald die Vorwärtsbewegung des Wassers aufgehört hat, tritt ein zweiter Rückhub ein, wobei die Charge im Zylinder komprimiert und somit für einen neuen Arbeitshub vorbereitet wird.

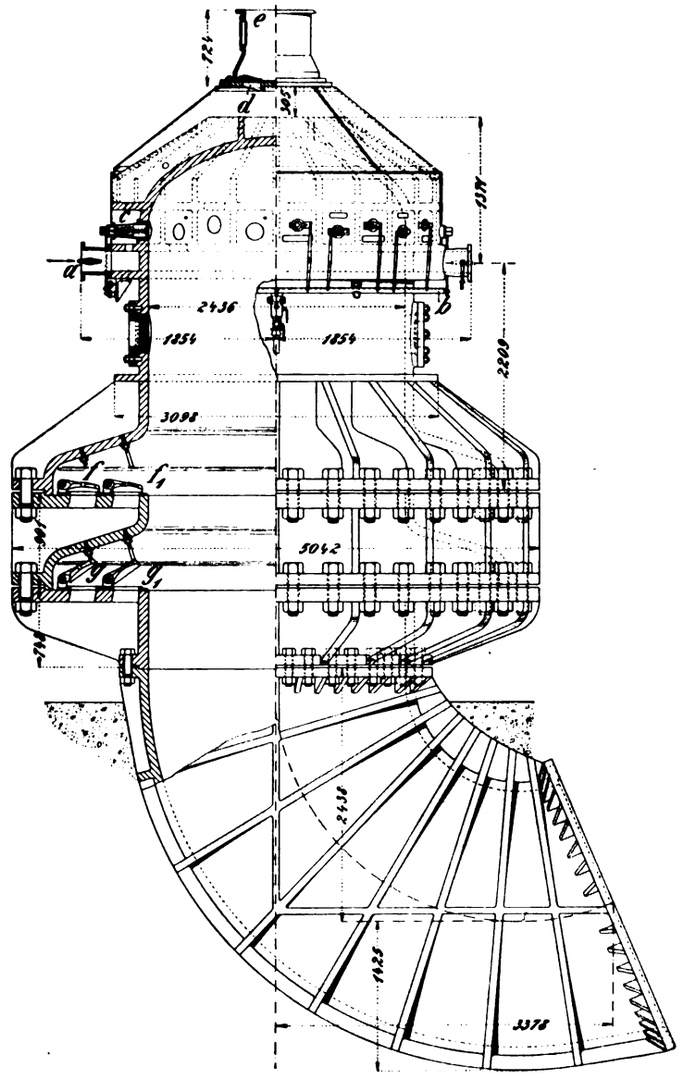


Fig. 29. Z. A.: Große Humphrey-Pumpen.

Sämtliche Ventile arbeiten selbsttätig, sind aber derart geregelt, daß sie sich nur in einer bestimmten Reihenfolge öffnen können.

Die allgemeine Anordnung der für die Anlage Chingford bestimmten Pumpen ist schematisch aus der Fig. 31 ersichtlich. Man erkennt aus dieser Skizze, daß die Anlage zunächst eine Verbrennungskammer umfaßt, die mit einem Saugring k für Gas zusammenhängt. Bei e trägt der Zylinder einen zweiten Ring, durch den die ausgenutzten Gase in die Esse entweichen können. Unterhalb der Verbrennungskammer sind zwei Ventilbüchsen aus Gußeisen vorhanden für den Wassereinlaß. Am entgegengesetzten Ende schließt sich an den Zylinder m der Pumpe ein Rohr n, das in den trompetenartigen Aufsatz p übergeht, an dem in etwa $^2/_5$ der gesamten Höhe das Druckrohr o angeschlossen ist. Der trompetenartige Aufsatz p dient gewissermaßen als Druckausgleicher; er sorgt dafür, daß das Wasser im Druckrohr möglichst immer dieselbe Spannung behält.

Die Verbrennungkammer hat einen lichten Durchmesser von 7 Fuß = 2,135 m und das Gußstück selbst wurde auf einen Druck von 450 englische Pfund hydraulisch abgepreßt, d. h. in einer Höhe abgedrückt, die etwa dreimal so groß ist, als die wirkliche Beanspruchung.

Als Brennstoff für diese Pumpen wird Generatorgas aus Anthrazit zur Verwendung kommen. Der garantierte Verbrauch an Brennstoff beträgt 1,1 Pfund per geleistete PS/Stunde. Jede Pumpe soll zehn bis zwölf vollständige Zyklen in der Minute durchlaufen und pro Explosionsperiode etwa 10 Tons Wasser geben; sie soll weiter Wasser aus dem „River Lea" und dem

*) Vgl. die entsprechenden Abhandlungen im „Prakt. Masch.-Konstr." Jahrgang 1911 und 1912.

„River Lea Navigation“ nach dem neuen Chingford-Reservoir fördern. Letzteres bedeckt ein Areal von 416 Acker und vermag 3000 Millionen Gallonen Wasser aufzunehmen.

Einige noch etwas größere Einheiten sind von der Pump and Power Company in London im Auftrage des Ingenieur-Departements der ägyptischen Regierung in Arbeit genommen worden. Eine dieser Pumpen ist in Fig. 29, 30, 32 u. 33 wiedergegeben; sie soll imstande sein, 100 Millionen Gallonen Wasser täglich auf eine Höhe von 19 Fuß zu heben und wird voraussichtlich in der Pumpstation Mex in Ägypten für Drainagezwecke zur Aufstellung kommen.

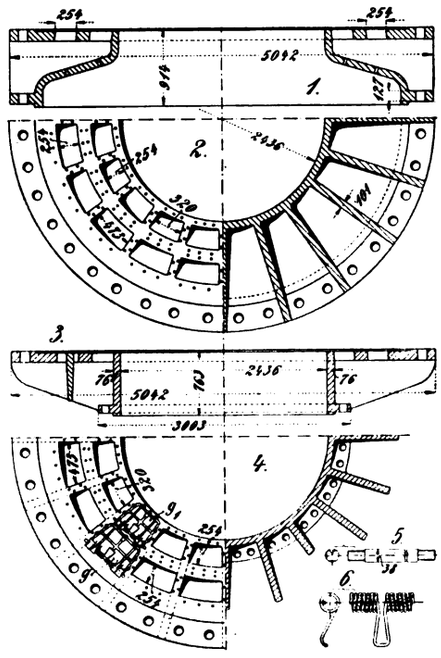


Fig. 30. Z. A.: Große Humphrey-Pumpen.

Die allgemeine Anordnung der Pumpe sowie der Zuflußleitung ist aus Fig. 33 zu ersehen. Nominell soll die Pumpe in der Minute 48 000 Gallonen Wasser fördern, was einer Leistung von etwa 400 Wasser/PS entsprechen würde. Naturgemäß mußte, um diese gewaltige Pumpe richtig auszugestalten, zu einer etwas veränderten Anordnung, gegenüber den älteren Konstruktionen, gegriffen werden. Vor allen Dingen erforderte die Rücksicht auf die nur geringe Hubhöhe einen sehr niedrigen Preßdruck. Nur so nämlich war es möglich, für die Verbrennungskammer eine lichte Weite von 8 Fuß einzuhalten. Ebenso mußten die Gehäuse für die Wassereinlaßventile, desgleichen auch das Haubenstück der Pumpe aus Gußeisen hergestellt werden. Auch forderte der sehr große Gesamtquerschnitt der Wassereinlaßventile eine möglichst kompakte Anordnung der aus Fig. 29 ersichtlichen Ventile. Wie man dort erkennt, sind zwei Paar Ventilringe vorhanden, deren Klappen sich sämtlich nach innen öffnen. Jede Klappe legt sich auf einen metallenen Ventilsitz; ihre Form geht aus Fig. 32 hervor. Die Ventile an sich sind in Gußeisen ausgeführt.

Die Skizzen 5 und 6 der Fig. 30 geben die Spindel (Fig. 5) und die Feder (Fig. 6) eines solchen Ventils wieder. Die Gas- und Anlaßventile haben die Form von Taschen, zwischen tiefen, hohen Rippen, die außen an die Verbrennungskammer angegossen sind. Die darüber liegenden Öffnungen c erlauben dem Gase den Zutritt. Die erforderliche Verbrennungsluft wird durch besondere Öffnungen, die in den Deckeln oberhalb jener Tasche angegossen sind, zugeleitet. Die Decke über jedem Auspuffventil ist ebenfalls mit einer Öffnung versehen, die mit der äußeren Luft kommuniziert. Diese Öffnung wiederum ist durch ein kleines Plattenventil abgedeckt, das Gasverluste verhindern soll. Das Gas bewegt sich dementsprechend zwischen der Kopfpartie der Verbrennungskammer und der leicht konisch gestalteten Decke. Es gelangt in das Auspuffrohr durch einen Satz von Rückschlagventilen.

Infolge dieser Einrichtung dienen die Auspuffventile hier auch zur Einführung der erforderlichen Spülluft, die durch die Öffnungen in den Deckeln der Auspuffventiltaschen angesaugt wird.

Aus den Zeichnungen erkennt man weiter, daß in der Kopfpartie der Verbrennungskammer sich keine Ventile befinden; es ist das ein Arrangement, das unter allen Umständen Sicherheit dafür bietet, daß tatsächlich der Inhalt der Haube nur als Puffer wirkt.

Bemerkenswert ist die verhältnismäßig geringe Wassergeschwindigkeit in der Pumpe, zu deren Anlassen es nur nötig ist, ein Gemenge aus Gas und Luft durch einen Kompressor in der Verbrennungskammer hineinzudrücken. Dort wird dann das Niveau des Wassers in der Kammer solange niedergedrückt, bis die Charge das erforderliche Volumen angenommen hat. Sofort, nachdem das der Fall ist, wird ein Handhebel umgelegt, es entstehen Funken an den Zündblöcken und der erste Vorschub kann vor sich gehen. Von diesem Augenblick an arbeitet die Pumpe selbsttätig, d. h. sie saugt ihr Material selbst an und treibt es selbst vorwärts.

Daß bei dieser Pumpe besondere Vorrichtungen vorhanden sind, um die Zusammensetzung des Gemisches zu regulieren, versteht sich von selbst. Im übrigen sind die Bedingungen der Station zu Mex derartige, daß kaum Schwankungen im Wasserspiegel zu erwarten sind, so daß mit Humphrey-Pumpen einfachster Bauart gearbeitet werden kann. Ein leichtes Dach über der Verbrennungskammer, ein ebensolches über dem Kompressor reichen aus, um die Pumpe auch gegen Witterungseinflüsse genügend zu sichern.

Kreiselpumpe und Vertikalmotor.

(Schluß aus Heft 6.)

Das Anlassen vertikaler Gleichstrom- oder Drehstrommotoren geschieht entweder von Hand durch Flüssigkeits- oder Metallanlasser für Luft- oder Ölkühlung oder selbsttätig durch Schwimmerbetätigung und Anstoßschalter, wie für Behälter- oder Akkumulator-Pumpenanlagen. Ebenso kann eine Fernbetätigung und Fernsteuerung von Hand vorhanden sein. Nur wenn der Anlasser nicht unmittelbar neben dem Drehstrommotor Platz hat, weil durch längere Rotor-Leitungen die Schlüpfung der Motoren unzulässig vergrößert wird, ändert sich das Anlassen.

In Frage kommen bei derartigen Anlagen nur Kurzschlußankermotoren. Bei Motoren geringer Leistung können die Gehäuse direkt mittels kleiner normaler Schalter ans Netz gelegt werden, nehmen aber dabei einen verhältnismäßig großen Kurzschlußstrom auf.

Um diesen bei größeren Modellen zu verringern, führt man dem Motor zunächst eine kleinere als die Netzspannung zu.

Die Wahl der Anlaßspannung steht in einem bestimmten Verhältnis zum erforderlichen Anzugsmoment. Dieses ist bei den in Betracht kommenden Pumpen nur gering, da der Absperrschieber in der Druckleitung zunächst geschlossen bleibt. Eine Förderung erfolgt also beim Anlauf noch nicht; vielmehr hat der Motor nur das Anzugsmoment der ruhenden Reibung zu überwinden und die Beschleunigungsarbeit zu leisten. Erst wenn die normale Tourenzahl erreicht ist, wird der Absperrschieber allmählich bis zur Vollbelastung des Motors geöffnet.

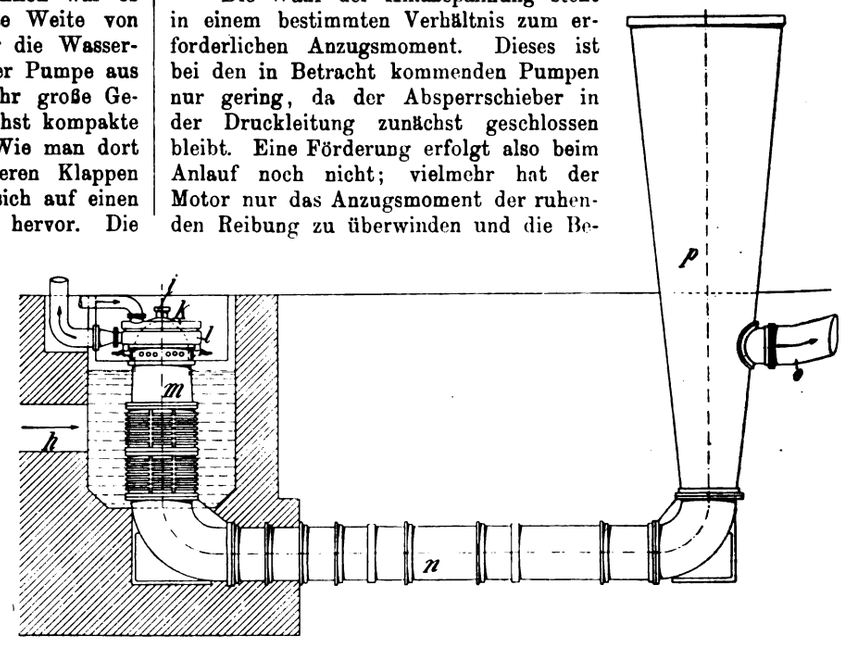


Fig. 31. Z. A.: Große Humphrey-Pumpen.

Das beim Anlauf unter geschlossenem Schieber erforderliche Anzugsmoment beträgt etwa 30 bis 40 % des normalen Drehmomentes. Allgemein genügt zum Anlassen des Motors hierbei die halbe Spannung, so daß also auch der Kurzschlußstrom nur die Hälfte beträgt. Bei Stern-Dreieck-Schaltern reduziert sich unter gleichen Anlaufsverhältnissen der Anlaßstrom auf etwa nur ein Drittel des Kurzschlußstromes.

Gehäuseanlasser, insbesondere entsprechend ausgebildete Flüssigkeitsanlasser gestatten die Spannung im Motor bis zum Anlaufen allmählich zu steigern. Hierdurch hat man es in der Hand, die günstigste Anlaßspannung zu benutzen.

Für größere Leistungen vorwiegend, und bei Hochspannung ausschließlich, werden Anlaßtransformatoren verwendet. Auch hier beträgt, wenn die halbe Spannung zum Anlauf genügt, der Stromstoß motorseitig nur die Hälfte, netzseitig dagegen nur ein Viertel des Kurzschlußstromstoßes. Man kann im allgemeinen damit rechnen, daß die netzseitige Stromentnahme sich je nach dem in Frage stehenden Motormodell auf nicht mehr als das $1^1/_4$ bis maximal das zweifache des Stromes bei normaler Belastung beläuft. Hierfür muß die elektrische Zentrale eingerichtet sein. Laufen in dieser z. B. Dampfturbinen, deren Spannung selbsttätig nach dem Tirrillsystem reguliert wird, so wird der Stromstoß überhaupt nicht mehr störend empfunden. Die Anzapfstelle im Anlaßtransformator wird beim Probelauf festgelegt; um aber auf jeden Fall ein sicheres Anlaufen

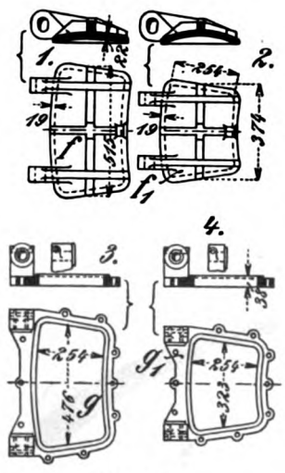


Fig. 32.

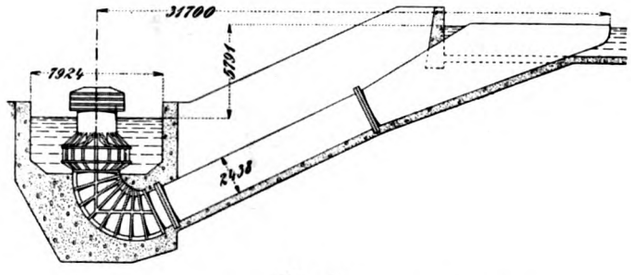


Fig. 33.

Fig. 32 u. 33. Z. A.: Große Humphrey-Pumpen.

zu erzielen, wird noch eine weitere Anzapfung etwa bei 66 % der Betriebsspannung vorgesehen.

Die Schaltung des Anlaßtransformators erfolgt in vier Stufen und zwar ohne Unterbrechung des Anlaßstromkreises. Diese Schaltung ist der Allgemeinen Elektricitäts-Gesellschaft durch D. R. P. geschützt. Zwei Stufen sind markiert und beim Bedienen fühlbar, nämlich die Anlaufs- und die Betriebsstellung. Die beiden anderen Stufen stellen Überschaltstellungen zur Dämpfung gegen das Netz dar und betätigen sich beim Drehen der Schaltwalze, ohne der Hand des Bedienenden besonders bemerkbar zu werden.

Der Hauptvorteil dieser neuen Schaltung ohne Unterbrechung des Anlaßstromkreises besteht darin, daß nur beim Einschalten ein Stromstoß auftritt, während sich auf den übrigen Stufen nur Stromüberhöhungen zeigen, die in der Zentrale nicht mehr störend empfunden werden.

Konstruktions- und Berechnungsbeispiele zu Zentrifugalpumpen.

Von Dipl.-Ing. **Karl Schmidt.**

Mit Zeichnungen auf Tafel 13 u. 18 und Abbildungen, Fig. 34 u. 35.

(Fortsetzung aus Heft 6.)

Man zieht nun von irgend einem Punkt c (Fig. 35, Skz. 1 und 2) eine Tangente an den Evolventengrundkreis Δ_1, trägt auf dieser von c nach innen die halbe Schaufelweite a_1 ab und erhält so den Laufraddurchmesser $D_1 = 492$ mm im Austrittsquerschnitt B.

Die Teilung ist hier:

$$t_1 = \frac{D_1 \cdot \pi}{z_1} = \frac{492 \cdot \pi}{11} = 140 \text{ mm}.$$

Der Schaufelwinkel im Austrittsquerschnitt ist zu berechnen aus:

$$\frac{\sin \beta_1}{\sin \beta_1{}^a} = \frac{D_1{}^a}{D_1},$$

$$\sin \beta_1 = \sin \beta_1{}^a \cdot \frac{D_1{}^a}{D_1} = 0{,}422 \cdot \frac{550}{492} = 0{,}472,$$

also: $\beta_1 = 151^\circ 50'$.

Zur Berechnung der Umfangsgeschwindigkeit u_1 kann, falls senkrechter Eintritt des Wassers in die Pumpe angenommen wird (Eintrittsgeschwindigkeit $c_2 \perp u_2$ in Fig. 35, Skz. 1 und 2), die aus dem Turbinenbau bekannte Beziehung:

$$u_1 = \sqrt{g \cdot \varepsilon \cdot H_n \left(1 - \frac{\operatorname{tg} \alpha_0}{\operatorname{tg} \beta_1}\right)}$$

verwendet werden.

Wählt man den Leitradwinkel, der bei Niederdruckpumpen bis zu 35° angenommen wird, zu $\alpha_0 = 22^\circ$, so ist:

$$u_1 = \sqrt{9{,}81 \cdot 19 \left(1 - \frac{\operatorname{tg} 22}{\operatorname{tg} 151^\circ 50}\right)} = 13{,}66 \sqrt{1 - \frac{0{,}404}{-0{,}5354}};$$

also: $u_1 = 18{,}05$ m/sek.

Da diese Geschwindigkeit sich auf den Durchmesser im Austrittsquerschnitt, also auf $D_1 = 0{,}492$ m bezieht, so ist die Tourenzahl zu berechnen aus:

$$n = \frac{60 \cdot u_1}{D_1 \cdot \pi} = \frac{60 \cdot 18{,}05}{0{,}492 \cdot \pi} \sim 700.$$

Im Austrittsdiagramm (Fig. 34, Skz. 2), das nun mit Hilfe der $\measuredangle \alpha_0$ und β_1 verzeichnet werden kann, erhält man für den Austrittsquerschnitt:

die absolute Geschwindigkeit $c_1 = 11{,}1$ m/sek.,
„ relative „ $w_1 = 8{,}8$ „

Die Geschwindigkeit senkrecht zum Querschnitt ist $w_r = 4{,}16$ m/sek. Direkt vor dem Austrittsquerschnitt wird die Geschwindigkeit im Verhältnis $\frac{a_1}{a_1 + s_1}$ verringert, da hier die Querschnittsverengung durch die Schaufeldicke wegfällt.

Dann ist: $w'_r = w_r \cdot \frac{a_1}{a_1 + s_1} = 4{,}16 \cdot \frac{62}{66} = 3{,}91$ m/sek.

Die Radhöhe b_1 ergibt sich aus:

$$Q' = D_1 \cdot \pi \cdot b_1 \cdot w'_r; \quad b_1 = \frac{0{,}2625}{0{,}492 \cdot \pi \cdot 3{,}91} = 0{,}0438 \text{ m} \sim 44 \text{ mm}.$$

Um die Verhältnisse am Laufradeintritt festzustellen, nimmt man den inneren Laufraddurchmesser $D_2 = 350$ mm an; die Teilung ist: $t_2 = \frac{D_2 \cdot \pi}{z_2} = \frac{350 \cdot \pi}{11} = 100$ mm,

die Umfangsgeschwindigkeit:

$$u_2 = u_1 \cdot \frac{D_2}{D_1} = 18{,}05 \cdot \frac{350}{492} = 12{,}8 \text{ m/sek}.$$

Mit diesen Werten kann jetzt das Eintrittsdiagramm nach folgender, von Neumann angegebenen Methode verzeichnet werden.

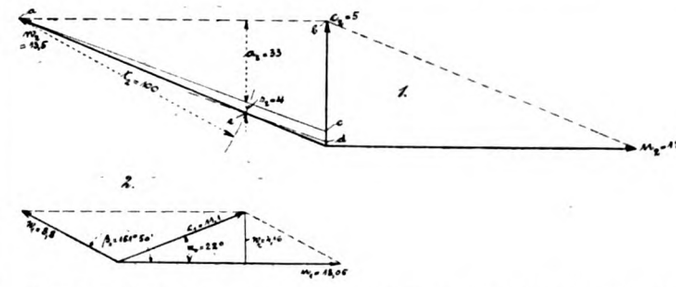


Fig. 34. Z. A.: Konstruktions- und Berechnungsbeispiele zu Zentrifugalpumpen.

Man zeichnet zunächst (Fig. 34, Skz. 1) ein Dreieck mit den Seiten $ab = u_2 = 12{,}8$ und $bc = c'_s = 4{,}43$, trägt in c die Schaufeldicke $s_2 = 4$ mm an und zieht durch d eine Parallele zu ac. Schlägt man mit der Teilung $t_2 = 100$ mm einen Kreisbogen um a und errichtet im Schnittpunkt e eine Senkrechte, so erhält man auf dieser die Schaufelweite $a_2 = 33$ mm im Eintrittsquerschnitt.

Aus dem Eintrittsdiagramm ergeben sich ferner, wenn man die Linie ae zieht und bis zum Schnittpunkt mit der Verlängerung von c'_s fortsetzt, die relative Eintrittsgeschwindigkeit $w_2 = 13{,}5$ und die absolute Eintrittsgeschwindigkeit $c_2 = 5$ m/sek.

Der Grundkreisdurchmesser Δ_2 der Eintrittsevolvente kann dann berechnet werden aus:

$$\Delta_2 \cdot \pi = (a_2 + s_2) \cdot z_2 \,;\; \Delta_2 = \frac{(33+4)\cdot 11}{\pi} = 130 \text{ mm.}$$

Die Laufradhöhe am Eintritt ergibt sich aus:

$$Q' = D_2 \cdot \pi \cdot b_2 \cdot c'_s \,;\; b_2 = \frac{0{,}2625}{0{,}35 \cdot \pi \cdot 4{,}43} = 0{,}054 \text{ m} = 54 \text{ mm.}$$

Mit diesen Abmessungen wird der Querschnitt des Laufrades (Fig. 35, Skz. 1 und 2) aufgezeichnet. Dann trägt man auf dem Eintrittskreis ($D_2 = 350$) die Teilung $t_2 = 100$ auf, zieht die Kreise mit dem Durchmesser $a_2 = 33$ und entwirft nach dem absoluten Geschwindigkeit c_1 aus; die Bahn des mittleren Wasserfadens liegt dann auf der von B ausgehenden Evolvente, deren erste Tangente (c_1) mit dem Umfange des Laufrades den Winkel $\alpha = 22^0$ einschließt.

Der Durchmesser des Grundkreises Δ_0 läßt sich berechnen aus:

$$\Delta_0 = D_1 \cdot \sin \alpha_0 = 492 \cdot 0{,}3746 = 184 \text{ mm.}$$

Wählt man die Zahl der Leitschaufeln $z_0 = 12$, so ist:

$$a_0 + s_0 = \frac{\Delta_0 \cdot \pi}{z_0} = \frac{184 \cdot \pi}{12} = 48 \text{ mm}$$

also mit $s_0 = 5$ mm Schaufeldicke: $a_0 = 48 - 5 = 43$ mm.

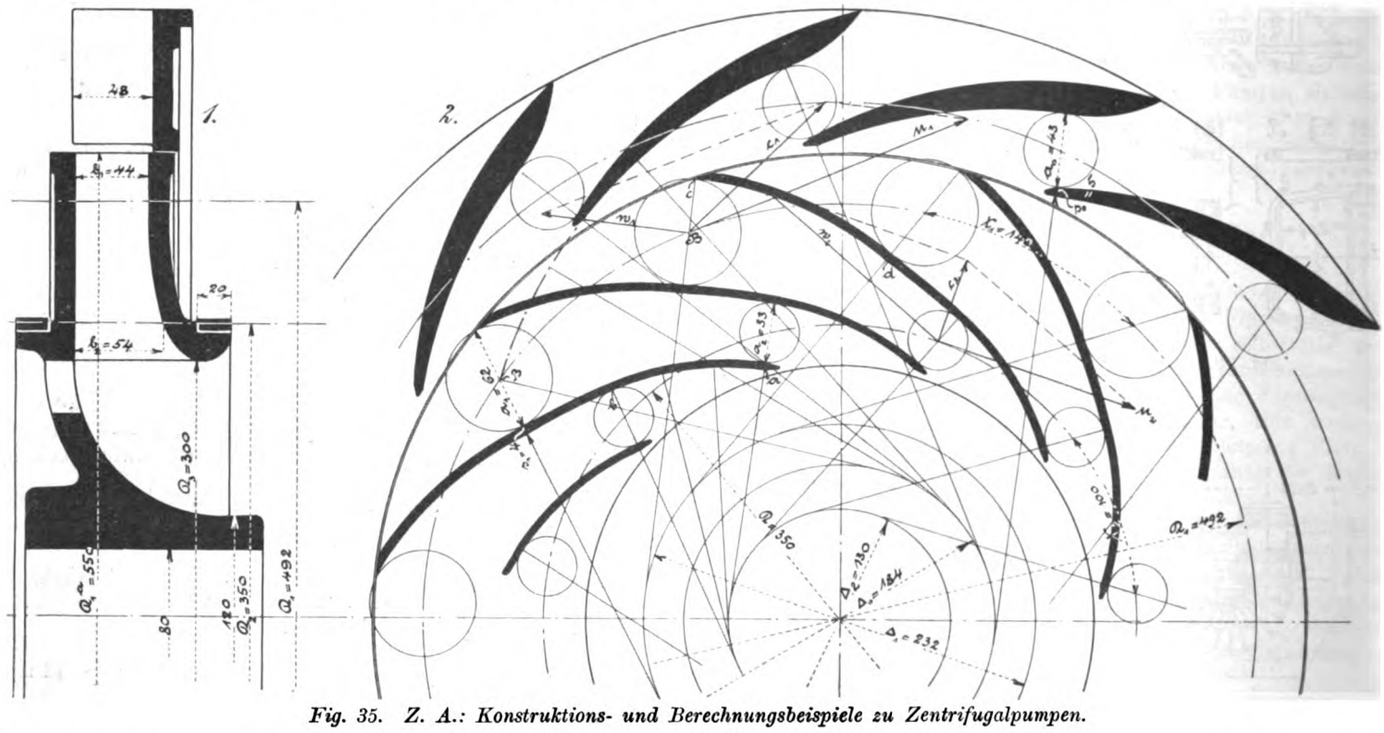


Fig. 35. Z. A.: Konstruktions- und Berechnungsbeispiele zu Zentrifugalpumpen.

bekannten Verfahren die Evolvente a b, die durch einen Kreisbogen ersetzt wird. Hat man nach der gleichen Methode die Austrittsevolvente c d mit Hilfe des Grundkreises $\Delta_1 = 232$ an beliebiger Stelle entworfen, so paust man diese Kurve und verschiebt sie solange gegen die Eintrittsevolvente bis beide Kurven sich durch einen flachen Bogen zu einer günstig verlaufenden Schaufelform verbinden lassen.

Das Wasser tritt im Querschnitt B in der Richtung der

Da im Austrittsquerschnitt B an jeder Stelle der Kanalweite a_1 eine andere Umfangsgeschwindigkeit herrscht, gilt das Austrittsdiagramm nur für den mittleren Wasserfaden. Damit nun die anderen Wasserfäden einen längeren Weg haben, um bis zum Eintritt in die Leitkanäle die Richtung der Evolvente anzunehmen, läßt man die Leitschaufeln erst in einem Abstand von ca. 5 mm vom Umfange des Laufrades beginnen.

(Fortsetzung folgt.)

Sprechsaal.

Dieser Raum steht den Abonnenten und Inserenten dieser Zeitschrift zur **freien Aussprache über technische Fragen** und **Vorkommnisse** zur Verfügung.

Reklamen für einzelne Werke bezl. Firmen sind dabei jedoch ausgeschlossen. Ebenso lehnt die Redaktion die Verantwortung für diese Korrespondenz ab.

Was versteht man unter einer **Prioritäts-Anmeldung im Auslande?**

Nach den Bestimmungen der Internationalen Union zum Schutze des gewerblichen Eigentums (Art. 4, Zusatzakte vom 14. Dez. 1900) soll bekanntlich derjenige, der in einem der zum Verbande gehörenden Staaten ein Patent oder Gebrauchsmuster anmeldet, zum Zwecke der Hinterlegung in den anderen Staaten ein Prioritätsrecht genießen, das für Patente zwölf und für Gebrauchsmuster vier Monate beträgt. Jeder unbefangene Erfinder wird nun der Meinung sein, daß diese Bestimmung ihm während der in Frage kommenden Prioritätsfrist ein unbeschränktes Recht einräumt. Ist das Tatsache oder wie liegen die Verhältnisse?

Hierzu bemerkt das Internationale Patentbureau, Ingenieur Carl Fr. Reichelt, Berlin SW., daß der Internationale Unionsvertrag leicht zum Schaden für den Erfinder umgangen werden kann!

Ebenso wie das deutsche Patentgesetz (§ 5) enthalten auch die ausländischen Patentgesetze meistens einen sog. Vorbenutzungsparagraphen. Danach tritt die Wirkung des Patents gegen denjenigen nicht ein, der zur Zeit der Anmeldung die Erfindung bereits in Benutzung genommen oder die zur Benutzung erforderlichen Veranstaltungen getroffen hatte. Demzufolge kann der Erfinder innerhalb der vorgeschriebenen Prioritätsfrist noch rechtsgültige Auslandspatente erhalten, dagegen ist er gegenüber dem Vorbenutzer schutzlos. Dieser ist befugt, die Erfindung für die Bedürfnisse seines Betriebes in eigenen oder fremden Werkstätten auszunutzen, womit das Prioritätsrecht direkt ausgeschaltet wird. Während der Erfinder die Patentkosten und Taxen bezahlen muß, kann der Vorbenutzer dasselbe Recht ohne jede Steuer und Kosten ausüben.

Aus diesem Grunde ist es in solchen Fällen, wo eine Verwertung der Erfindung sofort nach erfolgter Ursprungsanmeldung vor sich gehen soll, keineswegs ratsam, mit der Anmeldung im Auslande lange zu warten. Will man aber dennoch erst die Erteilung des deutschen Patentes abwarten, so ist die Erfindung noch möglichst geheim zu halten und, wenn das Patentamt die Bekanntmachung beschließt, eine Aussetzung derselben auf gewisse Zeit zu beantragen, innerhalb welcher dann die Auslandspatente anzumelden sind.

Pumpen, Kompressoren, Gebläse, Ventilatoren, Exhaustoren etc.

Branchen-Ausgabe III des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur".

Schriftleitung: Ingenieur F. Wilcke, Leipzig.

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Die neue Pumpstation des Wasserwerkes zu Nimes.

Mit Zeichnungen auf Tafel 22 und Abbildungen, Fig. 37 bis 39.

Zusammenfassung. Die beschriebene Pumpstation kennzeichnet sich speziell durch Anwendung von Pumpen mit senkrechten Wellen und aufmontierenden Elektromotoren.

Als vor etwa dreißigJahren der ehrwürdige Römeraquädukt der „Colonia Nemausensis" des heutigen Nimes außer Betrieb gesetzt und dafür die Rhône als Wasserlieferant eingeführt wurde, ahnte kaum jemand, daß sich heute schon ein fast völliger Neuausbau des Wasserwerkes nötig machen würde.

Allerdings bedient sich auch das neue Wasserwerk des 23,6 km langen Druckstranges, der von der Zentrale das Wasser der Stadt Nimes zuführt, aber die Einrichtung der Station selbst ist durchaus modern.

Die Entnahme des Wassers aus der Rhône erfolgt mittels 24 je 0,46 m weiten und 10 m tiefen Bohrbrunnen; diese hängen mit dem in der Galerie A, Fig. 1 und 2 auf Taf. 22 untergebrachten Sammelrohr zusammen, sind aber unter sich etwa 20 m entfernt.

Verbrauchte Kraft, gemessen an der Welle jeder Pumpe in PS 380
demnach Nutzeffekt in Prozenten 76

Fig. 4 giebt einen senkrechten Schnitt durch eine der Pumpen. Man sieht, daß deren Gehäuse sich aus einem zylindrischen Bodenstück, dem ebenfalls zylindrischen Mittelstück mit dem Pumpenkörper a und Saug- (c) sowie Druckpumpen (b_1), sowie dem konischen Oberteile besteht. In einem zur Hälfte kegelförmig, zur Hälfte zylindrischen Aufbau ist der Motor d untergebracht, der die Pumpe antreibt. Dieser wurde von der Société d'Electricité Alioth bezogen und arbeitet mit Dreiphasenstrom von 500 Volt; seine Höchstleistung ist mit 440 PS angegeben.

Alle drei Elektromotoie erhalten den Strom aus einer Transformatorenanlage e Fig. 9 in der Station selbst und der Transformatorenanlage wird der Strom mit einer Spannung von 13500 Volts zugeführt. Die Wellen der Pumpen a sind je aus drei Stücken zusammengesetzt. Der untere Teil jeder Welle ruht in einem festen und einem beweglichen, der mittlere in einem beweglichen und der obere in zwei festen Halslagern. Die beiden Laufräder jeder

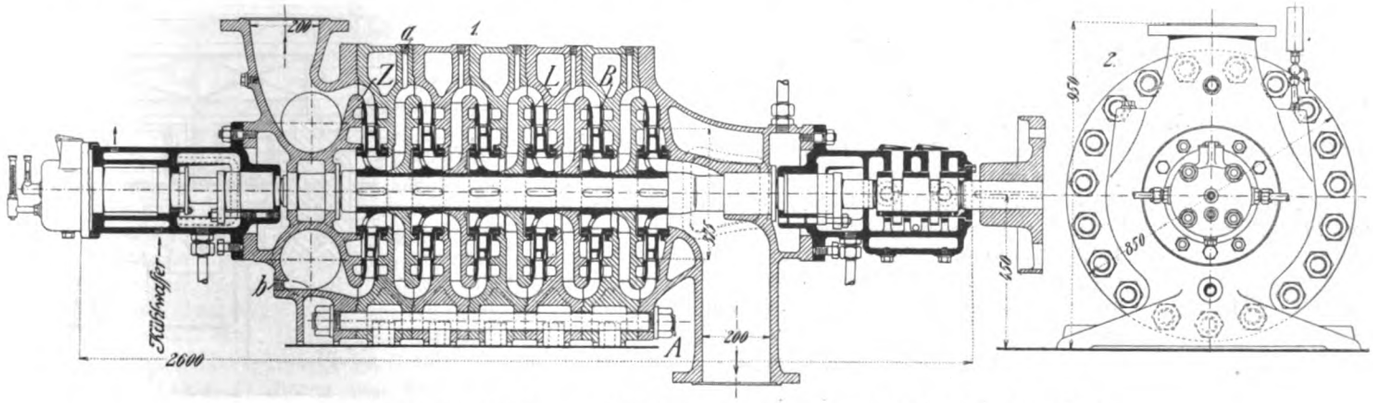


Fig. 36. Z. A.: Konstruktions- und Berechnungsbeispiele zu Zentrifugalpumpen. S. 18.

Die Station enthält drei Gruppen von Zentrifugalpumpen und das Fundament für den vierten Satz. Sämtliche Pumpen werden direkt durch über ihnen aufgestellte, oder richtiger direkt auf ihre Wellen gesetzte Elektromotore betätigt. Jede Pumpe vermag in der Sekunde 240 l auf eine Gesamtförderhöhe von 90 m zu heben. Die Druckleitung ist durch ein Rohr von 0,9 m Durchmesser und 50 m Länge an den Luftbehälter der alten Anlage angeschlossen.

Die Ausführung der Pumpen war seinerzeit der Firma Gebrüder Sulzer übertragen worden und hatten diese naturgemäß auch alle Vorarbeiten für die Anlage selbst auszuführen. Vor allem war zu berücksichtigen, daß der Unterschied zwischen dem Höchst- und Niederwasserstande nahezu 14 m (?) betrug*), welcher Umstand Gebr. Sulzer zur Aufstellung von vertikalen Pumpen bewog. Lauf- und Leiträder derselben sind in Bronze ausgeführt und leicht zu demontieren. Die Schmierung erfolgt selbsttätig, erfordert also keine nennenswerte Überwachung.

Die Hauptdaten sind etwa die folgenden:

Sekundliche Liefermenge in l 240
Manometrische Förderhöhe insges. in m 90
Anzahl der Umläufe in der Minute 970

*) Vgl. Le Génie Civil Tome LVI, No. 8, Seite 156.

Pumpe sind auf dem unteren Teil der zugehörigen Welle festgekeilt, die Leiträder a_1 sind gegen die beide Pumpen trennenden Seitenwände, sowie den Überführungskanal sachgemäß abgedichtet. Dasselbe gilt von den verschiedenen Lagern. Die Scheibenkuppelungen, welche die Wellenstumpfe zusammenhalten wurden bei k und l ummantelt. Ähnliche Mäntel finden sich auch an allen Schmierapparaten.

Die Rohrbrunnen werden durch Stahlrohre von 5 mm Wandstärke und 460 mm Weite dargestellt. Diese sind auf eine Länge von 4,5 m mit 10 mm weiten Löchern versehen, die rund 100 mm von einander entfernt stehen. Die Rohre stecken weiter 8,6 m tief in der Erde. Beim Absenken der Brunnen bediente man sich des durch die Skizze Fig. 38 verkörperten Abteufverfahrens. Es handelt sich dabei um eine Art Zylinder, dessen unterer Kranz sich beim Niedergehen in das Erdreich einbeißt. Nahe diesem Kranze enthält der Zylinder einen Boden, in den eine Klappe d eingebaut ist, durch die Schlamm, Wasser usw. in das Innere des Zylinders gelangen können. Gleichartige, nur etwas kleinere Klappen c enthält der Kolben p, der sich im oberen glockenartigen Teile des Zylinders bewegt.

Die Wirkungsweise des Apparates ist ohne besondere Erklärung zu verstehen. Man senkt den Apparat in das Bohrloch, er füllt sich dort mit Schlamm usw., wird dann wieder angehoben, entleert und so fort.

Der Saugstrang der Pumpstation ist durch letztere selbst in zwei gleichartige Teile zerlegt; an jeden derselben sind zwölf Saugbrunnen angeschlossen; der Saugstrang an sich ist teleskopartig angelegt, d. h. sein Durchmesser nimmt nach der Station zu von 350 auf 600 mm zu. Die Verbindungen im Saugstrange sind nach System Lavril ausgeführt, d. h. elastisch; ebenso sind die Auflager für den Strang so angefertigt, daß ein einziges Modell für sämtliche Rohrweiten genügte.

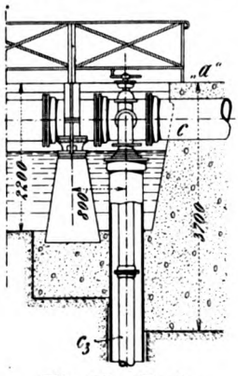


Fig. 37. Z. A.: Die neue Pumpstation des Wasserwerkes zu Nimes.

Der Anschluß der Bohrbrunnen an die Saugleitung erfolgte in der aus Fig. 5 ersichtlichen Art.

Die Skizzen der Fig. 8 geben einen Teil des Längen- und einen halben Querschnitt durch die Filtergallerie. Baustoff war hier in der Hauptsache Beton.

Über die Leistung und den Wirkungsgrad eines einzelnen Aggregates der Anlage gibt nachstehende Tabelle Auskunft:

Sekundlich gelieferte Wassermenge, einschließlich des Verlustes und des zum Kühlen der Transformatoren und der Lager erforderlichen Wassers	275,50
Mittlerer Verbrauch an Kraft in KW	337,30
Mittlere manometrische Lieferungshöhe in m Wassersäule	81,50
Gesamte manometrische Förderhöhe in m Wassersäule	94,60
Nutzeffekt eines Aggregates	0,76
Nutzeffekt des Motors	0,92
Nutzeffekt der Pumpe	0,826

Konstruktions- und Berechnungsbeispiele zu Zentrifugalpumpen.

Von Dipl.-Ing. **Karl Schmidt.**

Mit Zeichnungen auf Tafel 13 u. 18 und Abbildungen, Fig. 36, 40 u. 41.

(Fortsetzung aus Heft 9.)

Wählt man statt des Spiralgehäuses (Taf. 13, Fig. 1 bis 6 und 11) ein rundes Gehäuse, so läßt man das Wasser aus den Leitkanälen gewöhnlich in radialer Richtung austreten. Wird der gesamte Wirkungsgrad dieser Pumpe zu e = 0,75 angenommen, so ist der Kraftverbrauch:

$$N_e = \frac{Q \cdot 1000 \cdot H n}{60 \cdot 75 \cdot e} = \frac{15 \cdot 1000 \cdot 15}{60 \cdot 75 \cdot 0{,}75} = 66{,}5 \text{ PS.}$$

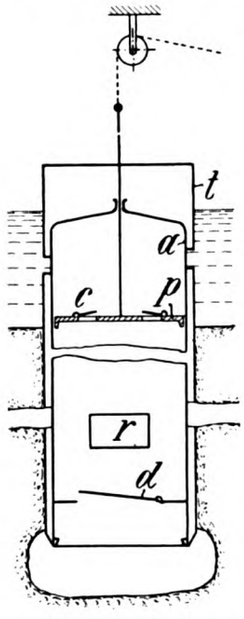


Fig. 38. Z. A.: Die neue Pumpstation des Wasserwerkes zu Nimes.

II. Hochdruckpumpen.

Die heute gebräuchlichen mehrstufigen Hochdruckpumpen unterscheiden sich untereinander hauptsächlich durch die Konstruktion des Gehäuses und durch die Vorrichtung zur Entlastung vom axialen Schub. Letztere bildet das wichtigste Kennzeichen der einzelnen Systeme. Es kommen hier hauptsächlich drei Bauarten in Betracht, nämlich Entlastung jedes einzelnen Rades, Entlastung durch Gegenüberstellung der in zwei Gruppen angeordneten Räder oder durch Anwendung einer Entlastungsscheibe.

a) Entlastung der Einzelräder.

Bei der in Fig. 36, Skz. 1 u. 2 und Fig. 41, Skz. 1 bis 3 dargestellten sechsstufigen Hochdruckpumpe der Amag Hilpert in Nürnberg ist jedes Laufrad mit der auf Taf. 13, Fig. 1 bis 6 und 11 gezeigten Entlastung versehen. Kleinere axiale Drücke werden durch ein Kammlager aufgenommen, das mit einem Kühlwassermantel versehen ist. Lauf- und Leiträder sind aus Phosphorbronze ausgeführt. Die Leiträder L sind nach der einen Seite offen und werden hier durch die Bronzescheiben B begrenzt; die Leitkanäle können also sauber bearbeitet werden, ebenso die Laufradkanäle, da die Laufräder, wie Fig. 13 zeigt, ebenfalls aus zwei Teilen hergestellt sind. Das aus dem ersten Leitrad kommende Wasser wird durch einen **S**-förmigen, mit Umführungsrippen versehenen Kanal dem zweiten Laufrad zugeführt. Die Zwischenstücke Z sind getrennt ausgeführt, damit die angegossenen Umführungsschaufeln gleichfalls bearbeitet werden können.

Das Gehäuse ist der Stufenzahl entsprechend unterteilt; die einzelnen Teile sind durch Anker A verbunden. Durch die Teilung soll einerseits das Festrosten der Leitapparate, das bei ungeteiltem Gehäuse möglich ist, verhütet werden, andererseits soll durch Anbau weiterer Stufen nach Auswechseln der Welle und der Anker die Möglichkeit geschaffen werden, die Pumpe z. B. in Bergwerken für größere Teufen bei weiterem Abbau zu verwenden. Bei a sind Entlüftungshähne, bei b Entwässerungshähne angebracht.

Die Q/H-Kurve einer von Amag. Hilpert an die Rjukan-Salpeterwerke nach Schweden gelieferten Hochdruckpumpe, die 24 cbm/Min. auf 70 m fördert, zeigt Fig. 40. Die verschiedenen Förderhöhen wurden wieder durch Drosselung bei konstant gehaltener Umlaufszahl n = 1450 erreicht.

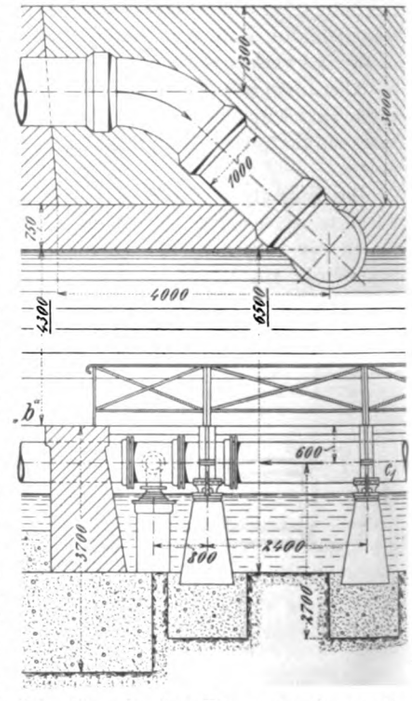


Fig. 39. Z. A.: Die neue Pumpstation des Wasserwerkes zu Nimes.

b) Entlastung durch Stellung der Laufräder.

Diese Konstruktion wurde von Anfang an von der Firma Weise & Monski in Halle a/S. bei Hochdruckpumpen bevorzugt.

Auf Taf. 18 in Fig. 8, 10, 13, 15, 17 u. 18 ist die von Dr. Ing. Heidebroek entworfene Bauart einer vierstufigen Pumpe dargestellt. Das Wasser fließt zuerst der rechten Pumpengruppe zu, strömt nach Verlassen des zweiten Leitrades durch den in Fig. 10 strichpunktierten Umführungskanal K nach dem äußeren Laufrad der linken Gruppe und tritt dann aus dem mittleren Leitrad in den Druckstutzen.

Durch diese Anordnung ist der Axialschub theoretisch aufgehoben; etwa noch auftretende kleinere Seitenkräfte werden von dem doppeltwirkenden Kugellager L aufgenommen.

Wie aus Fig. 10 ersichtlich, sind die Schleifringe r hier labyrinthartig ausgebildet, die Räder laufen mit einem Spielraum von ca. 0,05 mm an den Dichtungsflächen. Die Leiträder sind nach einer Seite offen. Die Stellen, an denen die größte Wassergeschwindigkeiten auftreten, werden durch Bronzeringe b ausgekleidet.

Das Gehäuse ist einteilig ausgeführt, wodurch der Ausbau und Ersatz der Innenteile (in Fig. 10 nach links) ohne Demontierung der Rohrleitung ermöglicht wird. Der Saugstutzen sitzt dann natürlich stets auf der Antriebsseite. Das Mittelstück ist, um das Festrosten zu vermeiden, außen mit Bronzeringen c umkleidet.

Die Stopfbüchsen, die hier gegen den halben Druck zu dichten haben, werden durch Druckwasser gesperrt, das bei d und e dem Umführungskanal entnommen wird.

Bei der Abteufpumpe (Fig. 1, 2 und 4) von Weise & Monski wird dieselbe Entlastung angewendet; das am Halslagerstück eingetretene Wasser wird aus der unteren Rädergruppe

durch den Umführungskanal u der oberen Gruppe zugeführt, die ein Rad mehr als die untere enthält. Der dadurch entstandene Überdruck nach oben entlastet teilweise das Traglager. Die Seiteneinsätze 10 und der Mitteleinsatz 9 sind mit Futterringen 11 und 12 umkleidet; die Leiträder 8 und 7 sind nach einer Seite offen, an der Stelle der größten Wassergeschwindigkeit sind Eckringe 13 aus Bronze angebracht.

Besonders wichtig für die Betriebssicherheit ist die Konstruktion, Schmierung und Kühlung des oberen Traglagers, das

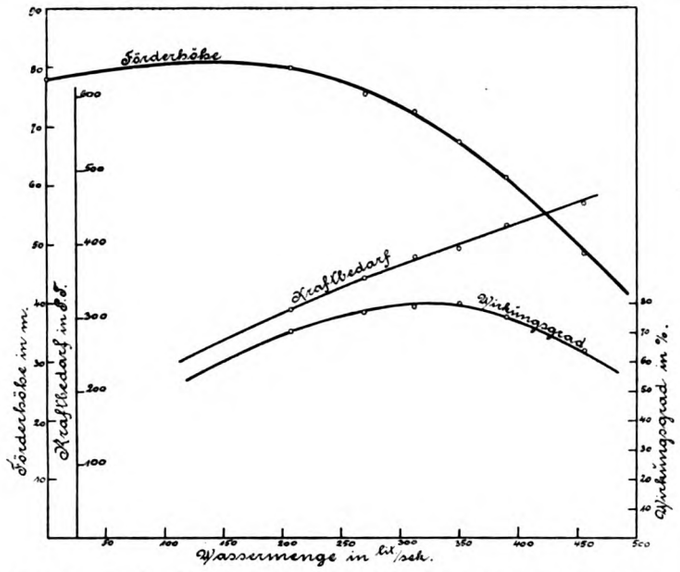


Fig. 40. Z. A.: Konstruktions- und Berechnungsbeispiele zu Zentrifugalpumpen.

hier als Doppelkugellager ausgebildet und so eingestellt ist, daß die Welle nach oben und unten sich um höchstens $^1/_{10}$ mm bewegen kann. Das Lager wird durch den Öltrichter A, dem auf der anderen Seite der Lufthahn gegenübersteht, mit dünnflüssigem Öl gefüllt. Das den ganzen Hohlraum ausfüllende Öl wird stets wieder durch das Flügelrad 27 und die Kupferleitung C dem oberen Halslager 34 zugeleitet, aus dem es den Kugellagern zufließt. Das Kühlwasser wird dem äußeren Mantel der zweiteiligen Traglagerkappe 23 entweder aus der Kühlleitung D des Motors (Fig. 1) oder aus der vom Umführungskanal kommenden Leitung E zugeführt, in welche ein Schmutzfilter H eingebaut ist. Durch eine Leitung auf die andere Seite geführt, tritt es bei G (Fig. 2) aus. Die Pfropfen L (Fig. 4) dienen zum Entleeren der oberen und unteren Ölkammer; das untere Lager wird mittels der Fettpresse Q geschmiert. Die Füllung der Pumpe erfolgt aus der Steigleitung durch die Umlaufleitung K bei M.

c) Entlastung durch Scheibe oder Kolben.

Bei der in Fig. 5 bis 7 u. 9 u. 12 dargestellten vierstufigen Hochdruckpumpe der Zschocke-Werke in Kaiserslautern sind die aus Phosphorbronze ausgeführten Laufräder nicht entlastet, es entsteht also ein starker Axialschub nach links, der durch eine besondere Entlastungsvorrichtung aufgenommen werden muß. Diese besteht aus der mit der Welle verschiebbaren Entlastungsscheibe B und einer festen Scheibe C. Durch den Spalt s tritt Wasser mit dem Druck der letzten Stufe in den Raum a und fließt durch den Spalt s_1 zwischen den Scheiben B und C in den mit der Atmosphäre in Verbindung stehenden Raum b aus. Der Scheibendurchmesser ist so zu bemessen, daß der im Raum a auf die Scheibe wirkende Entlastungsdruck größer als der gesamte Axialschub ist, wenn in a der volle Pumpendruck herrscht. Steigt der Axialschub, so verschiebt sich die Welle samt der Scheibe nach links, der Druck im Raum a steigt wegen des stark gedrosselten Abflusses im Spalt s_1 sofort an und die Scheibe wird wieder nach rechts verschoben. Der Spalt s_1 kann sich auch nie zu weit öffnen, da dann durch das rasche Abfließen des Wassers aus der Raum a der Entlastungsdruck stark sinkt, also eine Verschiebung nach links eintreten würde. Ein Schleifen der Metallteile kann also nicht stattfinden. Die Stopfbüchse auf der Druckseite könnte wegfallen, da sie nur auf den Druck in dem Raum b abzudichten hat. Bei mehr als sieben Stufen werden die Räder auf zwei Gehäuse verteilt, und der Motor zwischen diese aufgestellt, weil sonst die freitragende Länge der Welle zu groß würde.

Als Vorteil der Entlastungsscheiben ist anzusehen, daß seitliche Drucklager wie bei der in Fig. 15 dargestellten Konstruktion hier fehlen, und daß bei richtiger Bemessung der Scheibe eine vollkommene, automatisch auf alle Axialdrücke sich einstellende Entlastung eintritt. Auch ist man nicht wie bei der vorbesprochenen Konstruktion an eine gerade Zahl der Räder gebunden. Doch muß bei allen diesen Entlastungsvorrichtungen der unvermeidliche Wasserverlust an der Scheibe in Kauf genommen werden.

Die Firma bevorzugt aus den gleichen Gründen wie Hilpert das geteilte Gehäuse. Der Querschnitt durch Leitrad und Gehäuse ist aus der in der nächsten Fortsetzung folgenden Abbildung zu erkennen. Die in Fig. 6 dargestellte Pumpe fördert nach Angabe der Firma 45 bis 60 l in der Sekunde bei z. B. n = 1450 Uml./Min. auf 4 · 34 = 136 mm.

Eine sechsstufige Hochdruckpumpe der Maffei-Schwarzkopfwerke in Berlin zeigen Fig. 3, 11, 14 u. 16.

Die Entlastung erfolgt hier mittels eines Kolbens K, Fig. 16, der durch die Mutter M gegen die Büchse B und das letzte Laufrad gepreßt wird. Das Druckwasser strömt aus dem Raum a durch den Spalt s zwischen der festen Scheibe S und der Büchse B in den Raum b und tritt durch den axialen Spalt s_1 in den mit der Atmosphäre in Verbindung stehenden Raum c aus. Der Durchmesser des Kolbens K ist so bemessen, daß wenn im Raum b der volle Pumpendruck herrscht, der Druck auf den Kolben größer als der gesamte Axialschub ist. Die Weite des Regulierspalts s stellt sich automatisch ein; würde z. B. der Axialschub aus irgend welchen Gründen größer werden, so würde durch die Erweiterung des Spaltes s der Druck im Raum b steigen und einer Verschiebung der Welle nach links entgegenwirken.

Umgekehrt würde bei Verkleinerung des Axialschubes auch der Entlastungsdruck auf den Kolben K sinken, da durch Verschieben der Welle nach rechts ein stärkeres Drosseln im Regulierspalt, also ein Sinken des Drucks im Raum b eintreten würde.

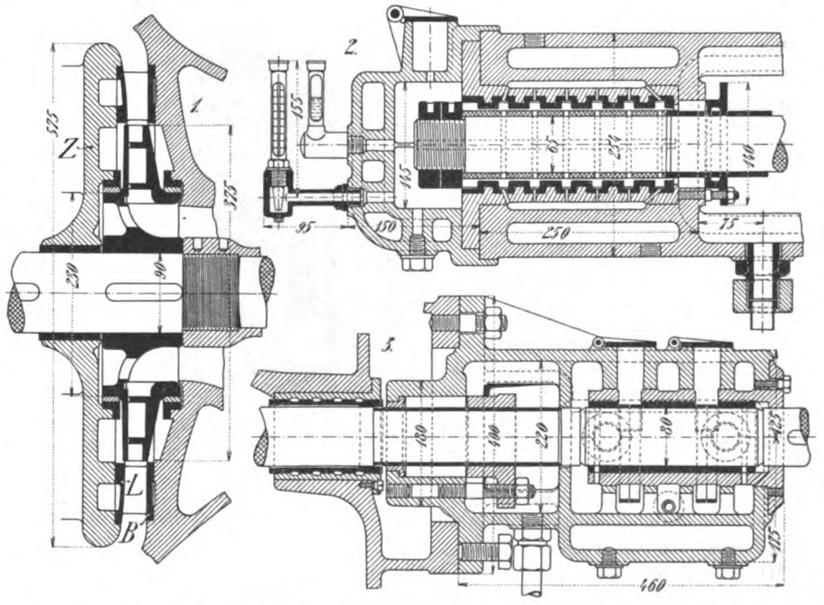


Fig. 41. Z. A.: Konstruktions- und Berechnungsbeispiele zu Zentrifugalpumpen.

Die Umführungsschaufeln der Zwischenstücke Z sowie die Rippen R des Saugstutzens ragen in den Saugmund der Laufräder hinein, wodurch die sichere Führung des Wassers in Richtung der gewünschten absoluten Eintrittsgeschwindigkeit erreicht werden soll.

Die Firma bevorzugt das ungeteilte Gehäuse, um, wie oben erwähnt, das Herausnehmen der inneren Teile ohne Demontage

der Rohrleitung zu erreichen. Der Saugstutzen muß also auch hier auf der Antriebsseite sitzen. Um ein Festrosten der Innenteile zu vermeiden, sind die Leitradzentrierungen L mit Ringnuten versehen, in welche vor dem Ausbau an den Öffnungen m Petroleum durch eine kleine Pumpe gepreßt wird. Durch Ausziehanker können dann die Zwischenstücke samt den Leiträdern an den Bohrungen n herausgezogen werden. Bei o sitzen die Luftbähne, bei p der Füllhahn. Die Welle ist durch Metallhülsen gegen den Angriff des Wassers in den Stopfbüchsen gesichert; diejenige der Saugseite ist durch Druckwasser gesperrt. Die Stopfbüchse der Druckseite hat, wie bei allen mit Entlastungsvorrichtungen ausgeführten Pumpen, nicht gegen den vollen, oder wie bei der unter b besprochenen Bauart, gegen den halben Pumpendruck zu dichten, da im Raum c nur atmosphärischer Druck herrscht.

Bei größeren Pumpen sind die Ringschmierlager mit Kühlmänteln versehen (Fig. 16), in welche das Leckwasser der Entlastungsvorrichtung geleitet wird.

(Fortsetzung folgt.)

Elektrisch betriebene Abteufpumpen.

Mit Abbildungen, Fig. 42 u. 43.

Zusammenfassung. Es wird klargelegt, daß als Abteufpumpe die elektrisch angetriebene Zentrifugalpumpe mit senkrechter Welle und Antriebsmotor über der Pumpe besonders geeignet ist.

Die elektrisch angetriebene Zentrifugalpumpe mit senkrechter Welle und Anordnung des Antriebsmotors über der Pumpe besitzt gegenüber der früher für Abteufzwecke verwendeten Dampfkolbenpumpe die folgenden Vorteile:

Bequeme und billige Energiezuführung,
geringe Reparaturkosten an der Leitung,
Wegfall der Temperaturerhöhung auf der Schachtsohle,
günstiger Wirkungsgrad,
stoßfreier Gang,
einfache Bedienung,
geringerer Raumbedarf und geringes Gewicht.

Ferner ist die elektrisch angetriebene Zentrifugalpumpe den ungünstigen Arbeitsbedingungen, die sich durch die beim Abteufen unvermeidlichen Verunreinigungen des Wassers ergeben, in höherem Maße gewachsen, als die Kolbenpumpe. Für Abteufzwecke hat infolgedessen die Zentrifugalpumpe mit elektrischem Antrieb die Kolbenpumpe, man darf dreist behaupten, nahezu verdrängt.

Damit die obengenannten Vorzüge der elektrisch betriebenen Zentrifugalpumpen voll zur Geltung kommen und die Betriebssicherheit den größten Anforderungen entspricht, müssen allerdings alle Einzelheiten der Pumpe auf das sorgfältigste durchgebildet sein. Insbesondere muß auch der elektrische Teil der Pumpe den besonderen Bedingungen des Abteufbetriebes angepaßt werden.

Die Figuren 42 und 43 zeigen Abteufpumpen, deren elektrische Ausrüstung von den Siemens-Schuckertwerken herrührt. Als Antriebsmaschinen werden Drehstrommotoren mit Kurzschlußanker verwendet, die mit Rücksicht auf die große Nässe im Schacht vollständig gekapselt sind. Die Motoren sind zur Abführung der Verlustwärme mit Wasserkühlung versehen, für welche das Wasser aus der ersten Druckstufe der Pumpe entnommen wird. Damit alle Teile der Gehäusewandung gleichmäßig vom Wasser bespült werden, ist der Wassermantel des Gehäuses durch Zwischenwände unterteilt. Durch einen eingebauten Ventilator wird die Luft im Innern des Motors so bewegt, daß sie die in den einzelnen Teilen des Motors entwickelte Wärme mit fortführt und an den Gehäusemantel abgibt.

Um eine Verstopfung des Kühlwassermantels zu verhindern, wird in die Zuleitung des Kühlwassers ein Wasserreiniger eingebaut, durch welchen die vom Wasser mitgeführten festen Bestandteile zurückgehalten werden. Die geringeren Mengen von Unreinigkeiten, die sich dann noch in den Kühlräumen ansammeln, werden von Zeit zu Zeit durch Abzapfhähne entfernt. Wenn mit der Abteufpumpe hochprozentige Laugen gefördert werden, die sich zur Kühlung des Motors nicht eignen, so wird von über Tage aus eine besondere Süßwasserleitung für die Kühlung verlegt.

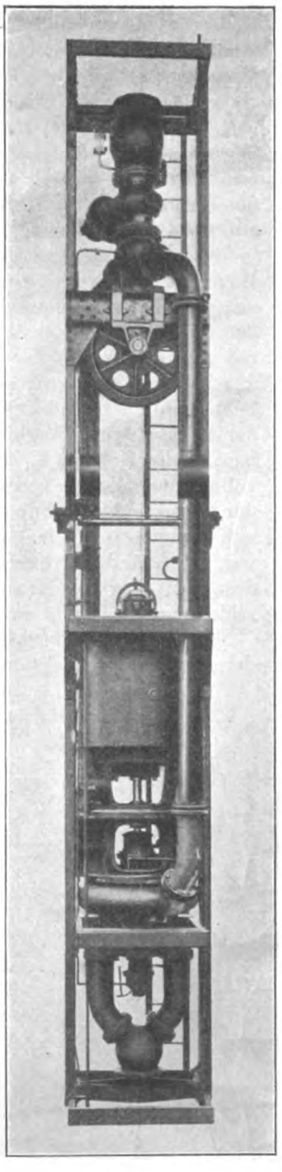


Fig. 42.

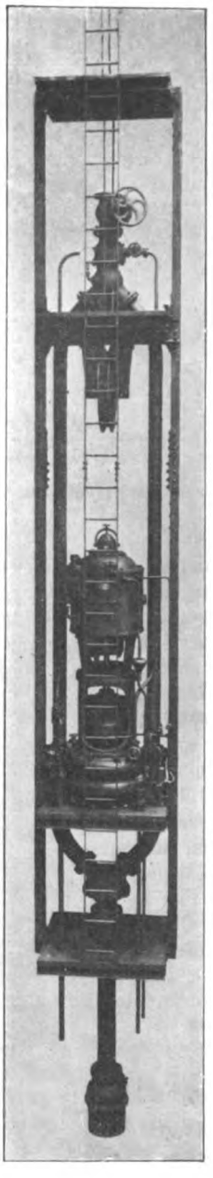


Fig. 43.

Fig. 42 u. 43. Z. A.: Elektrisch betriebene Abteufpumpen.

Auf die Lagerung des Motors wird ebenfalls besondere Sorgfalt verwendet. Das obere Lager, welches das Gewicht des Motors aufnimmt, wird als Stütz- und Halskugellager ausgebildet, das untere Lager als reines Halskugellager. Beide Lager sind mit selbsttätiger Schmierung versehen.

Die vom Endverschluß des Zuleitungskabels ausgehenden drei Leitungen werden durch ein gemeinsames, mit dem Motor wasserdicht verschraubtes Gasrohr geschützt. Damit man beim Einstellen der Wassermenge die Belastung des Motors erkennen kann, wird in den Kabel-Endverschluß ein Stromzeiger eingebaut. Der Kabel-Endverschluß wird am besten in der Nähe des Regulierschiebers der Druckleitung montiert.

Das Anlassen des Motors geschieht von über Tage durch einen Anlaßtransformator mit Stufenschalter. Die erforderlichen Schalt- und Meßapparate werden mit dem Anlaßtransformator zweckmäßig in einen mit Blech verkleideten Schaltkasten eingebaut.

Das Zuleitungskabel ist ein biegsames, armiertes Gummikabel ohne Bleimantel, wie es in den neuen Vorschriften des Verbandes Deutscher Elektrotechniker unter der Bezeichnung „Abteufkabel" zugelassen ist. Die Spannungsgrenze für derartige Kabel ist 3000 Volt. Die Siemens-Schuckertwerke liefern diese Abteufkabel gewöhnlich mit mehreren Prüfdrähten, die es ermöglichen, den Motor im Bedarfsfalle durch einen Hilfsstromkreis unter Tage auszuschalten. Die Prüfdrähte werden zu diesem Zwecke an einen wasserdichten Schalter angeschlossen, der neben dem Kabel-Endverschluß am Pumpenrahmen befestigt ist.

Das Kabel wird meist an der Druckleitung der Pumpe „angeschellt", es kann jedoch auch auf seine ganze Länge selbsttragend aufgehängt werden. Im letzten Falle wird die Kabeltrommel entsprechend den bergpolizeilichen Vorschriften als Winde mit mehrfachem Vorgelege, doppeltem Zahnradeingriff und doppelten Bremsen ausgeführt.

Die Motoren werden bei kleineren Leistungen für Spannungen bis zu 500 Volt gebaut, während bei größeren Leistungen, um den Querschnitt der Zuleitung und das Gewicht des Kabels herabzusetzen, Spannungen bis zu der oben für das Kabel angegebenen Spannungsgrenze von 3000 Volt verwendet werden.

Juni 1913.

Pumpen, Kompressoren, Gebläse, Ventilatoren, Exhaustoren etc.

Branchen-Ausgabe III des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur".

Schriftleitung: Ingenieur F. Wilcke, Leipzig.

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Neues über Hochdruck-Zentrifugalpumpen.

Mit Abbildungen, Fig. 44 bis 47.

Zusammenfassung. Es werden die Grundsätze festgelegt, die beim Bau brauchbarer Hochdruck-Zentrifugalpumpen zu beachten sind. Im Anschluß daran wird gezeigt, wie diese Forderungen bei der sog. Königsfelder Hochdruck-Zentrifugalpumpe in die Wirklichkeit umgesetzt sind. Als Hauptsache wird die sachgemäße Entlastung der Schaufelräder, die Konstruktion des Drucklagers und die zweckmäßige Ausgestaltung des Gehäuses bezeichnet.

In keinem Zweige des Maschinenbaues hat sich die Entwicklung zur rotierenden Maschine derart schnell vollzogen wie im Pumpenbau.

Die Ausdehnung des elektrischen Antriebes auf alle Zweige der Industrie brachte zunächst eine größere Verbreitung der Zentrifugalpumpe in ihrer altbekannten Konstruktion als Niederdruckpumpe. Nachdem man dann erkannt hatte, daß sich durch Hintereinanderschaltung mehrerer Zentrifugalpumpen größere Förderhöhen überwinden lassen, war der Weg für die Hochdruck-Zentrifugalpumpe geebnet.

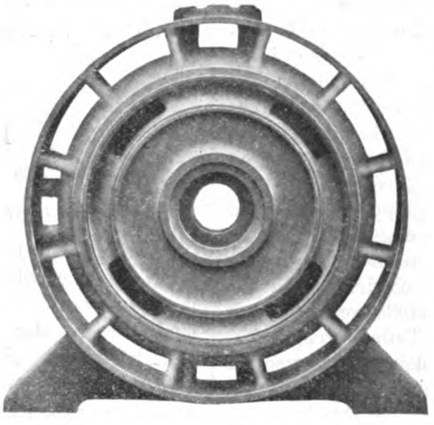


Fig. 44.

Heute ist die Hochdruck-Zentrifugalpumpe als wirtschaftliche Maschine anerkannt. Ihre Hauptvorteile gegenüber der Kolbenpumpe liegen in der einfachen Anordnung, der guten Zugänglichkeit, der Betriebssicherheit und der Möglichkeit der Verwendung für alle Zwecke. Der geringe Raumbedarf, der sich aus dem der Konstruktion von rotierenden Maschinen zugrunde liegenden Prinzip ergibt, erfordert außerdem geringere Anschaffungskosten für die Gesamtanlage.

Im Betrieb ist die Hochdruck-Zentrifugalpumpe einfach und gefahrlos. Man kann den Absperrschieber bei Zentrifugalpumpen während des Betriebes schließen, ohne daß, wie bei Kolbenpumpen, durch Steigerung des Druckes der Bruch der Pumpe oder eines Pumpenteiles zu befürchten wäre. Mit dem Schieber läßt sich deshalb auch die Wassermenge bequem, bei nur geringer Abnahme des Wirkungsgrades, regulieren.

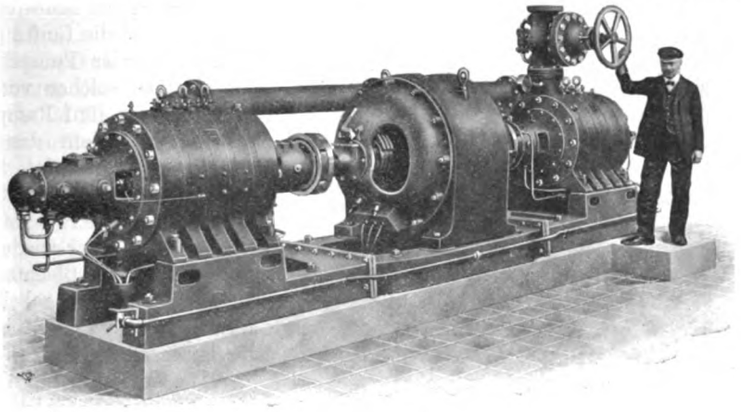


Fig. 45.

Fig. 44 u. 45. Z. A.: Neues über Hochdruck-Zentrifugalpumpen.

Die für die Konstruktion der Zentrifugalpumpe wichtigste Maßnahme ist die Entlastung vom axialen Schub. Die größte Betriebssicherheit bietet die Entlastung jedes einzelnen Rades für sich, und zwar unabhängig vom Rotationssystem der Pumpe. Deshalb kann man auch beobachten, daß alle Erbauer von Hochdruck-Zentrifugalpumpen darauf besonderen Wert legen; so z. B. führt die Brünn-Königsfelder Maschinenfabrik die Entlastung nach Patent Lehmann aus. Diese ist derart ausgebildet, daß jedes einzelne Schaufelrad am inneren Eintrittsdurchmesser zwei Dichtungsringe hat, die das Rad gegen das Gehäuse abdichten und vor und hinter dem Schaufelrade im inneren Durchmesser gleiche Flächen und Räume bilden. Diese Räume müssen nun, damit eine Entlastung eintritt, gleiche Druckverhältnisse haben. Zu diesem Zwecke hat man die Räume miteinander zu verbinden, was am zweckmäßigsten unabhängig vom Rotationssystem der Pumpe geschieht, damit keine durch die Drehung der Pumpenteile hervorgerufenen Erscheinungen den Druckausg'eich in den Räumen vor und hinter dem Rade ungünstig beeinflussen können. Bei der „Entlastung, Patent Lehmann" wird dieser Ausgleich auf folgende Weise angestrebt:

Das Wasser tritt mit einer bestimmten Geschwindigkeit aus dem Laufrad in das Leitrad ein. Im Leitrad wird die Geschwindigkeit durch entsprechend ausgebildete Leitschaufeln langsam herabgesetzt und das Wasser durch das Zwischenstück dem nächsten Rade zugeführt. Damit nun das Wasser aus dem Leitrade möglichst ohne plötzliche und schädliche Geschwindigkeitsänderungen in das Zwischenstück eintritt, ist dieses mit Überströmkanälen versehen, die gewissermaßen die Fortsetzung der Leitschaufeln bilden. Die Überströmkanäle sind getrennt durch Rippen; zwischen den Rippen befinden sich unbenutzte tote Räume. Diese Räume sind hier nutzbar gemacht.

Aus der Fig. 46 ist zu entnehmen, daß jeder zwischen den Rippen der Überströmkanäle liegende Raum mit dem hinter dem Rade vorhandenen Entlastungsraum b und durch das Leitrad mit dem Überströmkanal c der vorhergehenden Stufe verbunden ist. In diesem Überströmkanal herrschen die gleichen Druckverhältnisse wie vor dem Radeintritt der zu entlastenden Stufe, so daß ein axialer Schub nicht auftreten kann. Günstig wirkt hierbei erfahrungsgemäß, daß das im Überströmkanal fließende Wasser die Öffnung zum Entlastungsraum mit einer gewissen Geschwindigkeit passiert, also auch hierdurch noch zur Verbesserung des Ausgleiches beiträgt. Der Entlastungsraum der ersten Stufe ist natürlich, wie aus der Schnittzeichnung, Fig. 46 ersichtlich, in derselben Weise mit dem Saugstutzen verbunden.

Die Entlastung ist unabhängig vom Rotationssystem durchgeführt; die Sicherheit ist dadurch gewährleistet, daß genügend große Querschnitte zum Abflusse des Wassers vorhanden sind, das durch den Spaltverlust in den Entlastungsraum hinter dem Rad eintritt. Dieser Abfluß kann nicht durch unkontrollierbare, durch die Drehung des Schaufelrades hervorgerufene Ursachen gestört werden, wie z. B. bei der durchbohrten Nabe. Eine Drucksteigerung ist sogar bei Abnutzung der Dichtungsringe, also bei Vergrößerung der Spaltwassermenge unmöglich.

Die Fig. 44 und 47 zeigen die konstruktive Durchbildung dieser Entlastung bei den Königsfelder Hochdruck-

Zentrifugalpumpen. Sie geben ein Zwischenstück, aufgenommen von zwei verschiedenen Seiten; deutlich sichtbar sind auch die Öffnungen zu den Entlastungsräumen und zu den Überströmkanälen. Da zur Entlastung die bisher unbenutzten Räume verwendet sind, so bietet die konstruktive Durchbildung der Pumpen keine weitere Schwierigkeit, sie kann also ohne ungünstige Beeinflussung der Wasserführung durchgeführt werden.

Bei zwei auf dem Schrollschacht der Donau-Dampfschiffahrts-Gesellschaft stehenden Hochdruck-Zentrifugalpumpen für eine Förderhöhe von 350 m wurden interessante genaue Messungen über die Drücke in den einzelnen Entlastungsräumen der Pumpen vorgenommen und dabei festgestellt, daß die Druckverhältnisse vor und hinter den Schaufelrädern gleich sind, so daß tatsächlich von einer vollkommenen Entlastung gesprochen werden darf.

Trotz dieser sicher wirkenden Entlastung ist in die Pumpe jedoch doch noch ein sog. Drucklager eingebaut, weil nur so eine gute Einstellung und Begrenzung der Welle gegen seitliche Verschiebungen geschaffen werden kann. Denn es ist ja notwendig, daß die Öffnungen der Lauf- und Leiträder einander stets genau gegenüberstehen, damit ein stoßfreier Übertritt des Wassers aus dem Laufrade in das Leitrad erfolgen kann. Wenn nun diese Begrenzung nach beiden Seiten hin ausschließlich in das Drucklager verlegt wird, so fällt sie im Traglager fort und dieses läßt sich dann einfacher ausbilden.

Die Gehäuse der Hochdruck-Zentrifugalpumpen werden verschieden ausgeführt. Einige Ausführungen zeigen runde Gehäuse aus einem Stück, andere runde Gehäuse, die axial geteilt sind. Das ungeteilte Gehäuse bietet Schwierigkeiten bei dem Ausbauen des inneren Rotationssystemes, besonders, wenn die Pumpen bereits längere Zeit im Betrieb waren. Die axial geteilten Gehäuse bieten wohl den Vorteil einer leichteren Kontrolle und bequemeren Demontage, sie haben jedoch den Nachteil einer schwierigeren Durchbildung der inneren Abdichtungen. Diese Konstruktion hat also einen kleineren Wirkungsgrad und wird nur noch bei einem einzigen System ausgeführt.

Die weitaus meisten Hochdruck-Zentrifugalpumpen werden heute mit radialer Teilung der Gehäuse gebaut.

Aus Fig. 45 u. 46 ist die Gehäusekonstruktion und der Gesamtaufbau deutlich ersichtlich. Das Gehäuse ist nach der Anzahl der Schaufelräder unterteilt. Die einzelnen Gehäuseteile werden durch Zentrierung sowie durch Bolzen, die sämtliche Teile durchgreifen, zusammengehalten, so daß die Pumpe nach dem Zusammenbau als ein Ganzes zu betrachten ist. Bemerkt sei hierbei, daß alle Dichtungsflächen kreisrund sind und alle Flächen metallisch gegeneinander liegen, wobei die eigentliche Abdichtung durch hydraulischen Rundgummi erfolgt. Das Zusammensetzen der Pumpe nach der Demontage bietet also keine besonderen Schwierigkeiten.

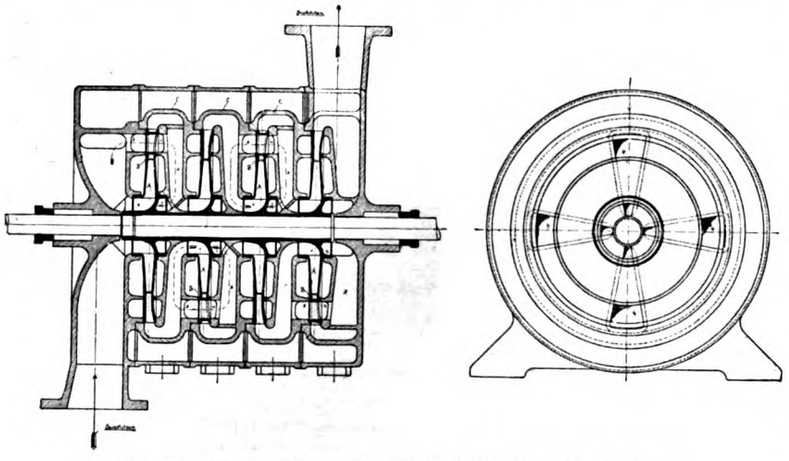


Fig. 46. Z. A.: Neues über Hochdruck-Zentrifugalpumpen.

Außerdem hat diese Art der Gehäuseteilung ihre Vorteile für die Normalisierung und die Fabrikation, sowie auch für den Besitzer einer solchen Pumpe. Für die Fabrikation besteht der Vorteil darin, daß sich eine Pumpe stets aus denselben Gehäuseteilen zusammensetzt, ganz gleichgültig, wieviel Stufen sie hat. Man kann daher sämtliche Teile des Gehäuses, wie Einlaufdeckel, Zwischenstück und Auslaufdeckel auf Vorrat im Massenfabrikationsverfahren herstellen, so daß bei der Bestellung einer Pumpe nur Lauf- und Leiträder besonders ausgeführt werden. Hierdurch wird natürlich, wenn die Ausführung mit Hilfe von Toleranz-Meßwerkzeugen erfolgt, mit Leichtigkeit eine genaue Fabrikation ermöglicht, was besonders für Hochdruck-Zentrifugalpumpen sehr wichtig ist, da ihre Güte von einer genauen Ausführung sehr abhängt. Für den Besitzer einer derartig ausgeführten Pumpe besteht der Vorteil, daß er die Förderhöhe der Pumpe jederzeit durch Einbau einer oder mehrerer Stufen vergrößern kann. Für Bergwerkspumpen und speziell für Abteufpumpen ist dies ein nicht zu unterschätzender Vorteil.

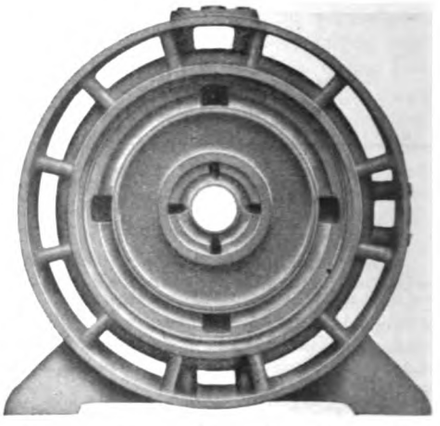


Fig. 47. Z. A.: Neues über Hochdruck-Zentrifugalpumpen.

Zum Schluß sei noch darauf hingewiesen, daß der beschriebene Pumpentyp nicht bloß zum Fördern von Wasser zu brauchen ist, sondern daß damit auch beim Fördern von dicken Flüssigkeiten gute Erfolge erzielt wurden; so beispielsweise in der Zuckerindustrie beim Heben von Rohsaft, Dünnsaft, Mittelsaft, Dicksaft usw.

Die Humphrey-Pumpen
des Chingford-Wasserwerkes.

Mit Zeichnungen auf Tafel 26 und Abbildungen, Fig. 48 u. 49.

Im Heft 9/1913 dieser Zeitschrift nahmen wir Gelegenheit, an Hand einer Skizze (Fig. 31 auf Seite 14 der Abt. Pumpen) auf die Pumpen für das Wasserwerk Chingford hinzuweisen. Heute sind wir in der Lage, auf Tafel 26 die wichtigeren Teilzeichnungen einer dieser Pumpen zu veröffentlichen.

Wie schon erwähnt, wurden die Pumpen seinerzeit der Pump and Power Company Ltd. in London SW. 38 in Auftrag gegeben. Im ganzen sollten, und das läßt ja auch die Skizze Fig. 49 erkennen, fünf Pumpen zur Aufstellung kommen. Von diesen werden nach den neuesten Mitteilungen vier je 40000000 Gallonen und die fünfte deren 20000000 per Tag liefern. Die ersten vier Pumpen haben Zylinder von 7′, die fünfte einen solchen von 5′ Durchmesser.

Jede der fünf Pumpen besteht aus dem Gußstahlkörper A, in dem das explosible Gemenge komprimiert und entzündet wird, der Kammer B mit den Saugventilen und dem Rohranschluß C. Letzterer führt von der Kammer C nach der Basis des sog. Wasserturmes D. Dieser wiederum hat die Form eines Trichters und ist aus Blechtafeln durch Nietung hergestellt. In Höhe des Betonsockels ist von jedem der vier Trichter D ein 4′ weites Rohr nach einem Wasserverschluß im Reservoir geführt (Fig. 48).

Die Zuleitung für Wasser ist hinter der Pumpstation als Unterflur-Betonkanal G entlang geführt. Kanalschieber erlauben es, die fünf Einlässe, welche den Kanal G mit den Pumpen verbinden, einzeln von letzterem abzusperren. Die fünf Schieberwinden sitzen in Terrainhöhe, so daß man sie jederzeit übersehen und bedienen kann. Auch die Anlaßhebel und Spindeln der Pumpen sind im Pumpenhause in gleicher Höhe auf einem Podest untergebracht, so daß also auch hier die Übersicht und Bedienung bequem sind. Aus Gründen der Sicherheit ist sogar jedes der Rohre C noch mit einem Betonmantel umgeben worden. Aus demselben Material (Beton) besteht schließlich auch der bei E im Pumpenhause angelegte Luftkanal für die Pumpen; dasselbe gilt vom Auspuffkanale F links außen (auf Fig. 48 bez.) am Gebäude. — Hier möge

eingeschaltet sein, daß der Auspuff ohne Geräusch stattfindet, weil die Pumpen ohne Überdruck arbeiten.*)

Hinsichtlich ihrer Detailausbildung unterscheiden sich die Pumpen in Chingford von der Originalpumpe**) nur dadurch, daß statt dem bei der ersteren angewendeten, nur in je einem Exemplar vorhandenen Einlaß-, Spül-- und Auspufforgan, eine Anzahl kleinerer Ventile zur Anwendung gekommen sind.

Fig. 1 auf Tafel 26 gibt einen Halbschnitt und eine Halbansicht der Explosionskammer einer der großen Pumpen wieder, während ein Schnitt durch das Gas- und Spülventil in Fig. 3 und durch ein Auspuffventil in Fig. 12 gegeben sind. Die Fig. 4, 10 und 19 enthalten die Ansichten bzw. Grundrisse.

Wie man aus Fig. 1 erkennt, wird die Kopfpartie der Kammer durch einen Hohlgußring umschlossen, der den Gaskanal k darstellt. Unterhalb desselben findet sich ein zweiter Hohlring l, in den die Auspuffventile ausblasen. Wenn sich, mit Bezug auf Fig. 3, das Ventil m öffnet, was selbsttätig bei der zweiten Auswärtsbewegung des Wasserstromes geschieht, so tritt Gas aus dem Kanale k ein. Gleichzeitig aber wird Luft durch das Ventil n eingezogen, das, wie aus Fig. 1 und 2 der Tafel zu sehen ist, mit sog. „silencers", das sind Einrichtungen zum geräuschlosen Ansaugen, versehen ist.

Gas und Luft mischen sich beim Durchqueren des Mischventiles (non-return valve) o und treten so in die Verbrennungskammer.

Das Ventil p, Fig. 3, ist ein sog. Spülventil, das ebenfalls mit einem Kanale, der durch ein in Fig. 2 erkennbares Rohr gebildet wird, zusammenhängt. Aus der Abbildung, Fig. 48 ersieht man dann, daß dieses Rohr durch ein Knie mit dem Luftkanale E verbunden ist; Einrichtungen in diesem ermöglichen es, die Luft dauernd auf einem Drucke von ¾ bis 1¼ Pfund per □″ zu halten. Zurzeit allerdings arbeiten die Pumpen nur mit Spülluft von atmosphärischer Spannung. Trotzdem aber soll ihr Wirkungsgrad ein so guter sein, daß die Garantie voll eingehalten werden konnte. Es erscheint demnach also sogar zweifelhaft, ob man in absehbarer Zeit überhaupt von jenen Einrichtungen Gebrauch wird machen.

Die Spülventile p und die Gasventile m sind mit den aus Fig. 4 ersichtlichen Sperreinrichtungen q, s, t ausgerüstet. Sämtliche Stangen q dieser Sperren hängen an einem Ringe r und werden also gleichzeitig automatisch betätigt. Der Ring r seinerseits untersteht wieder dem Einflusse eines Relays, das mit dem Wasser in der Pumpenkammer zusammenhängt.

Sobald nach dem ersten Rückschub der Druck steigt, bewegt das Relay die Stangen in Richtung des Pfeiles. Dadurch werden die Spülventile, und zwar durch die Hebel s, geöffnet, gleichzeitig aber durch die Hebel t die Gasventile geschlossen. Ein Hebel am entgegengesetzten Ende der Stange q betätigt gleichzeitig das zugehörige Auspuffventil.

So wird erreicht, daß sich beim zweiten Ausschub weder das Spül- noch das Auspuffventil öffnen können, vielmehr nur das Gasventil m offen ist. Beim folgenden Einschub, bei dem das Gemenge zusammengepresst wird, bewegt das Relay die Stange q in entgegengesetzter Richtung; dadurch kommt das Gasventil zum Schließen, die beiden anderen Ventile dagegen werden für die Bewegung freigegeben.

Das Auspuffventil Fig. 10, 12 und 19 auf Tafel 26 kennzeichnet sich durch die Anwendung von Federn, die so eingerichtet sind, daß sie die Ventile offen zu halten suchen. Tatsächlich öffnet das Ventil vor dem Spülventil, dessen Spindel das Ventil geschlossen halten möchten. Die Folgen dieses Vorganges könnten also sehr nachteilige sein, wenn nicht besondere Vorkehrungen getroffen sein würden. So würden beisp. die Gase durch das Ventil in den Zylinder zurückgesaugt werden, statt daß Luft durch das Spülventil eingesaugt wird.

*) Im „Engineering" findet sich sogar die Bemerkung, daß dem betr. Berichterstatter bei seinem Besuch im Werk das stoßlose und ruhige Arbeiten der Pumpen ganz besonders aufgefallen sei.

**) Vgl. die früheren Abhandlungen über die Humphrey-Pumpe in dieser Zeitschrift 1912, Heft 4, 12 u. 18 usw.

Da tritt nun ein Hilfs-Rückschlag-Ventil ein, das bei v, Fig. 12, sich befindet. Jeder Versuch auch nur eines Teiles der Auspuffgase in die Kammer u zurückzufließen, schließt dieses Ventil selbsttätig und veranlaßt das Spülventil zum Öffnen, d. h. zum Einlassen von frischer Luft. Diese Luft, die naturgemäß unter der Kammerdecke eintritt, sorgt dann dafür, daß die Auspuffgase beim ersten Rückschub der Wassersäule ausgetrieben werden. —.

Die Fig. 14 und 15 der Tafel geben einen der Saugringe für Wasser wieder, während die 5 bis 7 eine der Saugklappen veranschaulichen. Der Rahmen einer solchen Klappe enthält acht Gruppen von Durchlaßöffnungen, deren jede von einer Klappe der aus Fig. 8 und 9 dargestellten Form abgeschlossen, d. h. überdeckt wird. Fig. 11 zeigt eine der Federn der Zuhaltungen.

Ursprünglich wollte man statt der Klappen Gutermuth-Ventile benutzen, gewisse Schwierigkeiten ließen jedoch schließlich die einfache Klappe als geeigneter erscheinen. Durch Versuche hat man dann weiter seinerzeit noch feststellen können, daß die Klappen dicht genug halten, um das Wasser im Trichter 24 Stunden aufzuspeichern.

Als Material wurde sowohl für die Sitze bzw. Rahmen als auch für die Klappen Manganbronze benutzt.

Der Krümmer, welcher die Saugkammer B, Fig. 48, unten mit

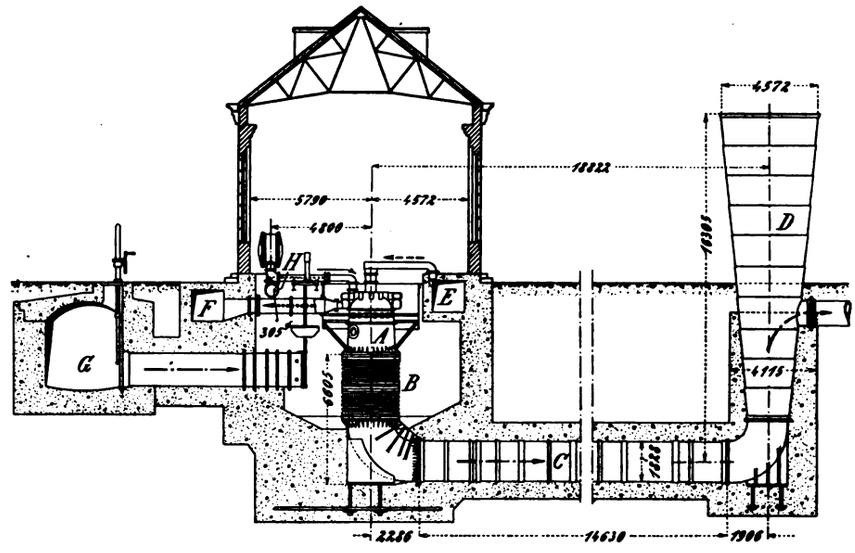


Fig. 48. Z. A.: Die Humphrey-Pumpen.

dem Rohr C verbindet, ist in Fig. 16 bis 28 auf Tafel 26 detailliert. Da er nicht nur als Verbindungsstück, sondern auch als tragendes Fundament, — nämlich für den Körper K der Pumpe, — gedacht ist, so erweitert er sich am Knie zu einer kräftigen Konsole. Diese wird durch Anker auf dem Betonfundament festgehalten.

Der zum Betrieb der Pumpen erforderliche Brennstoff wird in einer neben dem Werk errichteten Dowson-Gasanlage erzeugt. Diese enthält vier Vergaser, von denen der eine in der Stunde 138 Pfd. die anderen drei je 370 Pfd. Anthrazit zu vergasen imstande sind. Der erforderliche Dampf wird in drei kleinen Dampfkesseln gewonnen, von denen einer gewöhnlich in Reserve steht.

Die Fig. 20 und 21 der Tafel geben das Detail des in Fig. 1 und 2 rechts seitlich am Zylinder sitzenden Gestänge-Steuerventiles, dasselbe stellt sich als Zylinder mit eingesetztem Kolben e dar, dem in einem seitlichen Anbau eine Drosselklappe d angefügt ist. Letztere untersteht dem Einfluß eines von einer Feder betätigten Hebelsystems, das aber auch von Hand bewegt werden kann.

Beim Rückschub des Wasserstromes wird der Kolben nach oben geschoben, dabei legt sich die Klappe um, womit das Ventil umgesteuert ist.

In der gezeichneten Stellung des Kolbens steht dessen Boden gerade mit der Verbrennungskammer in Verbindung, die über dem Kolben gelegene Partie des Zylinders dagegen mit dem Auspuff.

Auch die Zündung wird hier, dies sei zum Schluß noch angefügt, durch einen Kolben c, Fig. 13, gesteuert. Dieser Kolben untersteht der Kompressionsperiode wie der andere dem Einfluß von Druckwasser. In Fig. 13 sieht man oben einen 2″ weiten Zylinder mit einem lederverpackten Kolben von insgesamt ½″ e Hub. Eine

Feder drückt den Kolben nach unten. Durch eine Nuß wird die Feder in dem Augenblick zusammengedrückt, wo der Kolben seinen Hub beginnen soll. Die Kolbenstange geht hieran anschließend nach oben und drückt gegen einen Isolationsblock. Oberhalb des Zylinders befinden sich an einem Ebonitblock auf der aus der Zeichnung ersichtlichen Säule die Kontakte. Letztere selbst sind aus Nickel gefertigt und in ein und denselben Stromkreis eingeschaltet. Jeder feste Kontakt ist mit einem beweglichen verbunden (a bzw. b), der gleich den festen Kontakten die Form von Tellerventilen hat. Der Strom läuft vom oberen durch die Spindel zum unteren Kontakt. Normal wird der Kolben nach unten gedrückt gehalten, d. h. der untere Kontakt ist unterbrochen, der obere geschlossen. Beginnt jetzt die Spindel ihre Aufwärtsbewegung, so schließt sich der untere Kontakt sofort und damit ist denn auch der Stromkreis geschlossen. Hebt sich jetzt der Kolben weiter, so kommt ein Anschlag an der Spindel mit dem oberen Kontakt in Eingriff und hebt ihn von seinem Sitz ab. Beim Rückgang des Kolbens treten die umgekehrten Vorgänge ein; so erscheint eine wirksame Zündung gesichert. Der für die Zündung benötigte Strom wird einer Batterie entnommen, die in zwei Taschen nahe der Verbrennungskammer untergebracht ist.

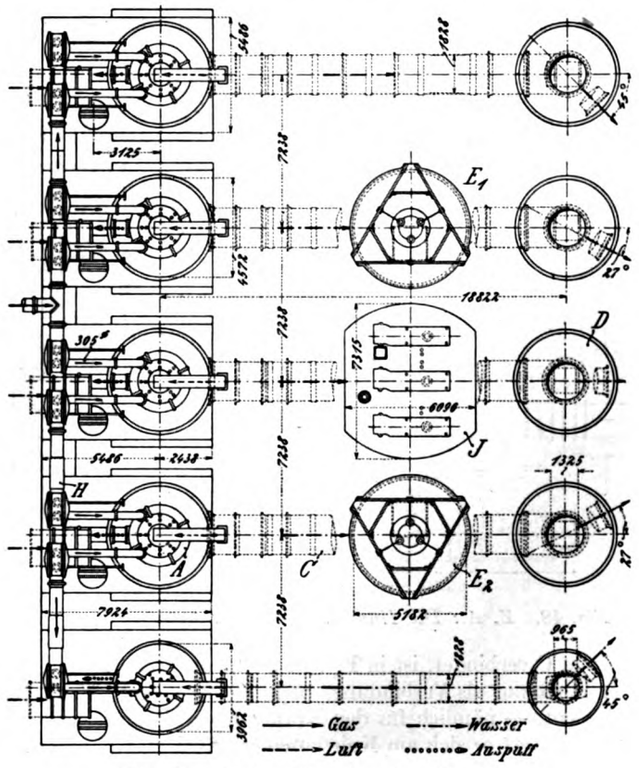


Fig. 49. Z. A.: Die Humphrey-Pumpen.

Die Taschen enthalten gleichzeitig die Spulen. Jede Pumpe trägt 16 Zündblöcke. Eine Art Ring, nahe der Haube der Verbrennungskammer angeordnet, nimmt die Blöcke auf. Durch Versuche wurde schließlich festgestellt, daß unter normalen Umständen schon vier Blöcke genügen, um die Zündung sicherzustellen. F. Christ.

Die Kardioiden-Kapselpumpe.

(System Axien.)

Mit Abbildungen, Fig. 50 u. 51.

Zusammenfassung. Die beschriebene Pumpe kennzeichnet sich durch Anwendung der genauen Kardioide als Form für die Lauffläche des Förderflügels, um so einen lautlosen Gang der Pumpe zu erreichen.

Unter der für eine derartige Maschine recht merkwürdig klingenden, aber in der Konstruktion begründeten Bezeichnung Kardioiden-Kapselpumpe hat sich seit einiger Zeit eine neuartige Fördermaschine für Luft und Gase in die Praxis eingeführt, deren Leistung, wenn man nach der nebenstehenden Tabelle gehen darf, gar nicht so gering ist.

Die Maschine ist eine kreisende Vakuumpumpe einfacher Bauart (vgl. Fig. 50 und 51). Ihr kreisender Kolben trägt in einem eingehobelten Schlitze einen Schieber (Förderflügel), der auf beiden Seiten gegen das Pumpengehäuse abgedichtet ist. Die Lauffläche des Kolbens im Pumpengehäuse ist in Form einer genauen Kardioide ausgebildet, um so einen lautlosen Gang zu erreichen bzw. zu sichern. An der Peripherie des Pumpengehäuses finden sich Saug- und Drucköffnungen, an denen man die Rohrleitungen anzuschließen hat.

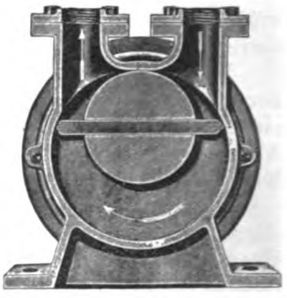


Fig. 50. Z. A.: Die Kardioiden-Kapselpumpe.

Bei der Drehung des Kolbens mit dem Schieber tritt hinter letzterem eine durch die Kardioide erzeugte Raumvergrößerung ein, wodurch dann wieder das Vakuum hervorgerufen wird.

Pumpen dieser Art nach Fig. 50 sind in folgenden Größen vom Eisenwerk Phönix in Hamburg 22 zu erhalten:

für Druckluft bis 6 m Wassersäule.	Höchste Umlaufszahl i. d. Min.	Kraftbedarf in PS	Angesaugte Luftmenge in der Stde./cbm	Prüfungs-Vakuum in cm	Prüfungs-Überdruck in mm Wasserstr.	Gewicht in ca. kg
	1200	0,3	30 eff.	60	8000	12
	800	0,5	45 „	68/70	8000	18
	800	1	80 „	68/70	7000	25
	650	2	100 „	68/70	6000	42
	600	4,5	200 „	68/70	5000	80
	400	8	400 „	68/70	5000	150

Die Pumpen nach Fig. 51 sind in folgenden vier Größen zu haben:

besonders für Vakuum-Entstaubungsanlagen	Umlaufszahl i. d. Min.	Leistung cbm i. d. Min.	Leistung cbm i. d. Stde.	Riemenscheiben Durchm. mm	Riemenscheiben Breite mm	Gewicht in ca. kg
	800	0,75	45	200	40	22
	650	1,6	100	300	55	60
	600	3,2	200	350	60	135
	400	6,4	400	400	75	295

Das über die Kardioiden-Kapselpumpe Gesagte gilt auch für die von demselben Werk ausgeführte **Kapselpumpe mit Steuerscheibe** D. R. P. (System Axien). Jedoch besitzt diese noch insofern eine Verbesserung, als bei ihr die geförderte Luftmenge bei einer bestimmten Stellung der Flügel vom Druckraume nicht wieder in den Förderraum zurückgehen kann, sobald zwischen diesen Räumen ein Druckunterschied besteht. So wird eine Erwärmung des Druckstutzens vermieden, die einen schädlichen Einfluß auf die volumetrische Leistung und den Kraftverbrauch haben würde.

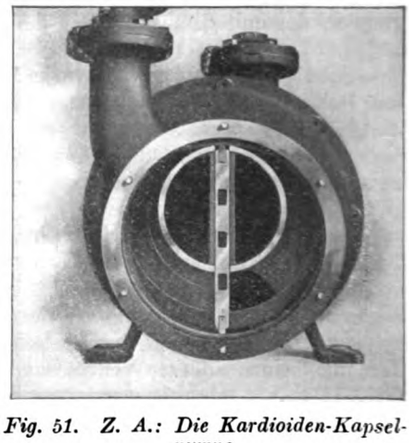


Fig. 51. Z. A.: Die Kardioiden-Kapselpumpe.

Da bei der hohen Umlaufszahl solcher Pumpen das Anbringen von Ventilen und Absperrorganen am Druckstutzen große Schwierigkeiten bereitet, so ist durch Anordnung einer am Kolben festgemachten Steuerscheibe, in welcher sich zwei Aussparungen befinden, der Auslaß der Luft aus dem Förderraum auf einfachste Weise geregelt.

Die ausfließende Luft geht durch eine schlitzartige Öffnung im Pumpendeckel. Die Abmessungen dieses Schlitzes beeinflussen naturgemäß die volumetrische Leistung, den Grad der Kompression der austretenden Luft und den Verbrauch der Pumpe an Kraft.

Pumpen, Kompressoren, Gebläse, Ventilatoren, Exhaustoren etc.

Branchen-Ausgabe III des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur".

Schriftleitung: Ingenieur F. Wilcke, Leipzig.

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Etwas über Anordnung usw. der Kreiskolbengebläse.

Zusammenfassung. Es werden an Hand einer kurzen Beschreibung des sog. Jäger-Kreiskolbengebläses Angaben über die zweckmäßige Einrichtung solcher Maschinen und über die bei der Verwendung derselben zu beachtenden Grundsätze gemacht. Empfohlen wird speziell das Gebläse mit mehrfacher breiter Flächendichtung, verworfen dagegen das mit Liniendichtung.

So bekannt die Einrichtung des sog. Kreiskolbengebläses an sich auch ist, so manches neue entdeckt man an ihm bei näherer Betrachtung. Äußerlich allerdings gleichen alle modernen Kapselgebläse einander mehr oder weniger, innerlich dagegen sind kaum zwei sich ähnlich. Hie Liniendichtung, hie Flächendichtung heißt da der Kriegsruf. Nun jeder Fachmann weiß, daß der Flächendichtung die Zukunft gehört, zumal in der Form der „mehrfachen breiten", wie sie beispielsweise das sog. Jaeger-Kreiskolbengebläse aufweist.

Der Antrieb des Gebläses erfolgt je nach den örtlichen Verhältnissen durch Riemen oder Seile, durch direkte Kuppelung mit Dampfmaschine, Elektromotor usw. oder durch Zahnräder, falls nur schneller laufende Motoren zum Antrieb zur Verfügung stehen. Im allgemeinen ist der Riemenantrieb am günstigsten, einmal wegen der billigen Anschaffungskosten und weiter, weil er in der Auswahl der Antriebsvorrichtungen die weitesten Grenzen beläßt, endlich kann man bei Riemenantrieb die Leistung des Gebläses durch Auswechselung der Riemenscheiben am bequemsten ändern.

Fliegend angeordnete Riemenscheiben sind im Dauerbetrieb jedoch nur zulässig bei Druckdifferenzen bis zu 1 m Wassersäule; bei Pressungen über 1 m Wassersäule oder bei annormal großen Riemenscheiben wendet man besser noch einen Außenlagerblock an.

Über die Leistung derartiger Kreiskolben- und zwar speziell der Jaeger-Gebläse gibt nachstehende Zusammenstellung Aufschluß.

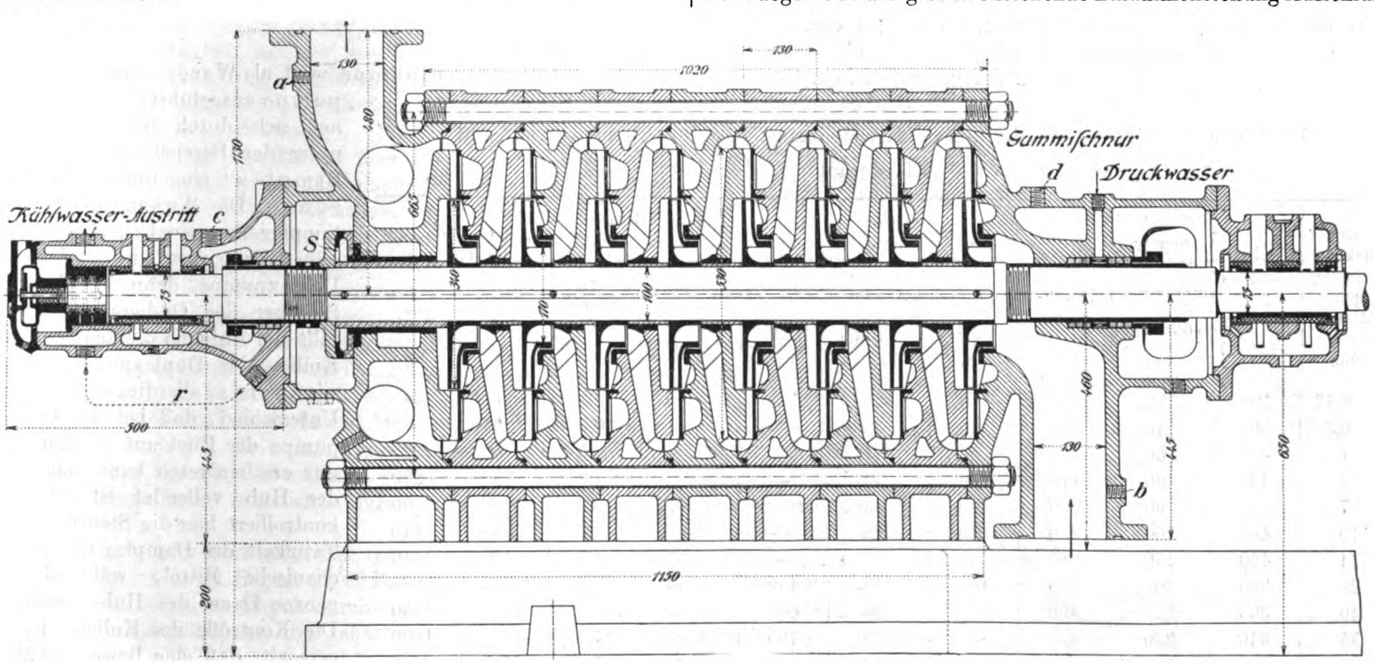


Fig. 52. Z. A.: Konstruktions- und Berechnungsbeispiele zu Zentrifugalpumpen. S. 28.

Die mehrfache breite Flächendichtung hat nämlich das reibungslose Arbeiten der aneinander vorübergehenden Flächen im Gefolge und beseitigt dadurch den Hauptnachteil aller schleifenden Dichtungen — die große Reibung. Ein Verschleiß der betr. Teile wird dadurch ebenfalls ausgeschlossen und damit wieder erscheint eine gleichbleibende Leistung gesichert. Weiter erübrigt sich jede Schmierung ebendieser inneren Teile, desgleichen braucht man keine Dichtungen in Form gewisser Dichtungsmassen. Die Bedienung beschränkt sich auf das zeitweise Nachsehen der Lager, und da diese, ausgenommen bei einigen der kleinsten Gebläse, als reichlich bemessene Ringschmierlager ausgebildet werden und auch die Zahnräder in Öl laufen, so erfordert das Gebläse so gut wie keine Wartung.

Das Jaegergebläse speziell fördert die von ihm angesaugte Luft bzw. das Gas zwangläufig, ähnlich einer Kolbenmaschine, so daß bei gleichbleibender Drehzahl, selbst bei Veränderung des Gegendruckes, stets die gleiche Liefermenge erzielt wird.

Die angegebenen Liefermengen sind die normalen und beziehen sich auf Luft bei mittleren Windpressungen bis 1 m Wassersäule.

Da das Kreiskolbengebläse die Luft zwangläufig fördert, so ist eine Veränderung der Liefermenge durch Drosselung unzulässig. Liefermenge und Kraftverbrauch steigen und fallen annähernd proportional der Veränderung der Drehzahl. Ist der Windverbrauch unregelmäßig, wie z. B. bei größeren Schmiedefeueranlagen, so würde bei verringertem Luftverbrauch infolge der zwangläufigen Luftführung eine höhere Pressung entstehen, die unter Umständen für die Anlage schädlich sein könnte. In solchen Fällen ist ein Sicherheitsventil in unmittelbarer Nähe des Druckstutzens vom Gebläse unbedingte Notwendigkeit; dasselbe würde die zuviel geförderte Luft ins Freie entweichen lassen.

Bei Gasförderung ist, wenn größere Schwankungen in der Gasentnahme auftreten, eine Umlaufleitung mit eingebautem Sicherheitsventil zu empfehlen. Das Sicherheitsventil wird hierbei auf den normalen Druck eingestellt. Tritt infolge verringerter Gasent-

nahme usw. ein höherer Druck auf, so hebt sich das Sicherheitsventil und läßt das Gas so lange von der Druckseite nach der Saugseite zurückströmen, bis der Überdruck wieder bis auf den normalen Betriebsdruck gesunken ist. Auf diese Weise wird jeder Gasverlust vermieden.

Kapselgebläse verursachen weiterhin auch mehr oder weniger Geräusch. Aus diesem Grunde wird die Aufstellung eines Kapselgebläses in der Nähe bewohnter Räume oft als unzulässig angesehen. Diese Bedenken sind jedoch beim Kreiskolbengebläse mit Flächendichtung leicht zu beheben, fehlt ihm doch schon von vornherein jenes metallische Geräusch, das bei allen den Gebläsen auftritt, bei denen sich Metallteile reiben. Das durch die Luftbewegung verursachte Geräusch jedoch, welches sich an der Saugöffnung bemerkbar macht, läßt sich durch Anlegung einer Sauggrube beseitigen. Man leitet den Saugstutzen durch ein Anschlußrohr in eine gemauerte und durch eine Wand der Länge oder Tiefe nach geteilte Grube von 1 bis 5 cbm Inhalt und läßt ihn dort enden. Das Rohr, welches der Grube die Luft zuführt, endet im zweiten Abteil derselben nahe dem Boden der Grube; es kann die Luft von einer Stelle entnehmen, wo das Geräusch nicht belästigt. Die Decke der Grube wird entweder als Doppelkappe gewölbt, oder aus einem doppelten Bretterboden angefertigt, dessen Zwischenräume man mit Asche und dergl. ausfüllt. Ein gemauerter, in der Nähe befindlicher Brunnen erfüllt übrigens denselben Zweck wie die Grube. Zur Verbindung zwischen Sauggrube und Saugstutzen des Gebläses empfehlen sich gußeiserne Rohrstücke, während für die Druckrohrleitung Blechrohre genügen.

Kommt es nur darauf an, das Geräusch im Aufstellungsraum zu beseitigen, und erscheint die Anlegung einer Sauggrube nicht angängig, so genügt es, die gußeiserne Saugleitung bis zur Außenseite des Gebäudes zu führen. Dadurch wird das Geräusch mit nach der Außenseite des Gebäudes verlegt. Bei geschlossenen Rohrleitungen, z. B. Gassaugern, entsteht demgegenüber kein Geräusch.

Leistungen und Gewichte der Jaeger-Kreiskolbengebläse für Riemenbetrieb und Luftförderung.

Normale effektive Leistung per Minute cbm	Umdrehungen per Minute	Durchmesser der Ein- u. Ausströmungsöffnung mm	Riemenscheiben Durchmesser mm	Riemenscheiben Breite mm	Für Schmiedefeuer Anzahl d. Düsen bei 30 mm Weite	Für Kupolöfen Durchmesser des Ofens mm	Für Kupolöfen Schmelzleistung per Stunde kg	Kraftverbrauch für je 1 m Wassersäulendruck PS	Gewicht der Gebläse 1*) kg	Gewicht der Gebläse 2**) kg
0,17	500	25	90	40	—	—	—	0,1	17	—
0,5	500	40	110	40	—	—	—	0,3	35	—
1	450	60	120	50	1	—	—	0,5	60	90
3	400	80	175	50	2	—	—	1,2	150	200
7	400	90	200	60	3	—	—	2,5	250	300
10	400	100	250	70	5	—	—	3,5	345	440
14	400	150	280	75	7	—	—	4,5	490	610
25	380	200	330	100	13	450	1500	8	750	885
40	360	225	400	125	20	600	3000	13	1130	1350
55	340	250	450	150	30	700	4000	17	1450	1800
80	320	300	500	175	40	800	5500	25	2150	2570
114	300	350	650	180	60	900	8000	35	2770	3450
140	280	400	750	200	70	1000	10000	42	3600	4400
200	260	450	1000	200	100	1300	15000	60	5500	—
300	240	550	1200	250	—	1600	22500	90	—	—

*) Das Gebläse 1 hat fliegend aufgekeilte Festscheibe. Eine Grundplatte fehlt.

**) Das Gebläse 2 ist mit Fest- und Losscheibe sowie Außenlagerbock und Grundplatte ausgerüstet.

W.

Die Oddie-Simplex-Dampfpumpe.

Mit Zeichnungen auf Tafel 30 und Abbildung, Fig. 53.

Trotzdem die Oddie-Dampfpumpen schon seit Jahren auch bei uns eingeführt sind *), ist über deren innere Einrichtung bisher doch nur wenig bekannt geworden. Wie so oft müssen auch dieses Mal erst ausländische technische Zeitschriften — in diesem Falle der „Engineering" — kommen und uns Genaueres mitteilen. Ob das der richtige Weg ist, möchte Schreiber dieses bezweifeln. Und wenn der deutsche Fabrikant etwa denkt, daß er durch eine Veröffentlichung seiner Konstruktionen in einer ausländischen Zeitschrift sich weniger schadet, als in einer deutschen, so ist er, wie man zu sagen pflegt, „auf dem Holzwege". Es gibt heute kaum eine technische Zeitschrift, ja kaum eine namhafte Fabrik, die sich nicht auch die besseren ausländischen Fachblätter hielte. Durch die Wiedergabe von Konstruktionen aus ausländischen Zeitschriften aber werden oft genug — ohne, daß der Übersetzer das will — Fehler gemacht, sei es, daß die Originalbeschreibung an der betr. Stelle schon Irrtümer enthielt, sei es, daß sie unklar war. Solche Fehler aber schaden in jedem Falle, ganz gleich, ob sie später entdeckt werden oder nicht.

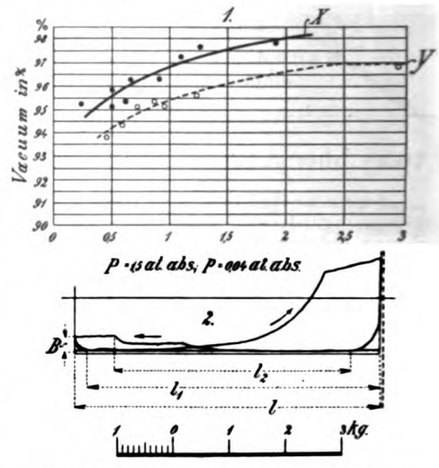


Fig. 53. Z. A.: Die Oddie-„Simplex"-Dampfpumpe.

Das nebenbei —!

Die Oddie-Dampfpumpe wird als Wasser- und als Luftpumpe ausgeführt; sie kennzeichnet sich durch die eigenartige, unter der Bezeichnung „Patent-Simplex" eingeführten Steuerung. Die Wirkung der Oddie-Simplex-Pumpen basiert auf denselben Prinzipien wie die der sog. Duplexpumpe, denn der einfache Schieber der Oddiepumpe f erfüllt die Aufgabe die dem zweiten Kolben der Duplexpumpe zugewiesen ist; allerdings mit dem Unterschied, daß bei der Oddiepumpe der Rücklauf des Kolbens nur erst eintreten kann, nachdem der Hub vollendet ist. Weiter kontrolliert hier die Steuerung die Tätigkeit des Dampfes durch mechanische Mittel, während der ganzen Dauer des Hubes, positiv. Die Kontrolle des Kolbens ist so geregelt, daß eine Bewegung ähnlich derjenigen eines durch eine Kurbel betätigten Kolbens entsteht. Diese ist vollständig unabhängig von der Reversierbewegung am Ende des Hubes und bildet eine Eigentümlichkeit der Oddiepumpen. Sie ist die Ursache, daß die Pumpe selbst bei der größten Geschwindigkeit noch ruhig und gleichmäßig arbeitet.

Den Vertikalschnitt durch den als Speisepumpe gedachten Typ zeigt Fig. 9, einen Horizontalschnitt Fig. 10. Die Steuerung ist im Aufriß in Fig. 9, in den Einzelheiten jedoch in den Fig. 7 u. 8, 13 u. 14, sowie 20 u. 21, ferner 16 bis 19 und 23 bis 25 dargestellt.

In den Skizzen 20, 16 bis 18 u. 23 erkennt man bei a den Kreisschieber, der sich in wagrechter Richtung vorwärts und rückwärts, daneben aber auch innerhalb gewisser Grenzen quer bewegen kann. In Fig. 25 ist der Horizontalschnitt durch Schieber und Zubehör gegeben. Im Schieber ist an jedem Ende eine Kammer b vorgesehen, in der Öffnungen c und Kanäle d rechts

*) Fabrikantin der Oddie-Simplex-Pumpen in Deutschland ist die Oddesse G. m. b. H. in Oschersleben.

und links neben der Auspuffkammer e sich finden. Daneben sind noch zwei schmale Kanäle f und g vorhanden. Ebenso findet sich an jedem Ende des Schiebers eine „Kappe" h, in welcher der Schieber dampfdicht arbeitet. Die Wände der Kappen enthalten die Kanäle i, von denen die in der linken Kappe mit den Kanälen c korrespondieren, sobald der Schieber seine äußerste Rechtslage eingenommen hat und umgekehrt.

Das Schiebergehäuse ist durch den Buchstaben k gekennzeichnet In ihm finden sich drei Öffnungen l, m, n, (Fig. 20, 16, 18 u. 19) von denen l mit dem Kopfende und n mit dem Boden des Dampfzylinders kommuniziert. Der Dampf tritt bei o ein und läuft

Fig. 54. Z. A.: Konstruktions- und Berechnungsbeispiele zu Zentrifugalpumpen.

bei den Wasserpumpen rechts und links zu den Enden des Schiebers. Bei den Luftpumpen tritt der Dampf nicht unmittelbar in der Mitte des Schieberkastens ein, sondern nur in Form von gedrosseltem Dampf durch die kleine Regulieröffnung p. Dadurch wird der Schieber vom vollen Dampfdrucke entlastet, was erforderlich ist, um schwere Leckagen zu verhüten.

Der Schieber liegt unmittelbar über dem Schieberspiegel und wird durch den Dampf selbst auf seinem Sitze abgedichtet. Aus Fig. 25 ersieht man, daß der Schieberkasten durch die Deckel q verschlossen wird. An diese ist dann das Reguliergetriebe für die Kappen angeschlossen (vergl. Fig. 9 und 25). Indem man die Handhebel r in die entsprechenden Stellungen umlegt, läßt sich die Dauer der Admissionsperiode ändern.

Nehmen wir jetzt an, der Kolben der Pumpe befände sich am Ende seines Niederganges, so wird der Schieber a am linken Ende des Schieberkastens stehen. Infolgedessen wird der Hauptkanal, der zum Kopfende des Dampfzylinders führt, mit der Auspufföffnung m in Verbindung sein. Die Öffnung n im Schieberkasten, die nach dem Boden des Dampfzylinders führt, dagegen steht dann mit der rechten Kammer b des Schiebers a durch den rechten Kanal d im Kontakt.

Der Dampf tritt jetzt unter den Kolben und beginnt ihn nach oben zu verschieben. Zu Beginn dieser Bewegung erhält der Schieber einen schwach drehenden Impuls durch den Anschlag t, die Schieberstange u und die Gabel mit der gehärteten Rolle v (vergl. Fig. 9, 21 und 23).

Kurz bevor die Hälfte des Kolbenhubes durchlaufen ist, sind die Kappen und der Schieber voll offen und der letztere erreicht seine höchste Geschwindigkeit. Bei der weiteren Bewegung schließen sich die Kanäle nach und nach. Vom Schluß der Admission ab steht jetzt der Kolben bis zur Vollendung seines Hubes unter dem Einfluß der Expansion.

Kurz vor Ende des Hubes tritt der Arm w in Tätigkeit und erteilt dem Schieber eine Bewegung, die den Kanal g freimacht und den Schieber veranlaßt, sich von rechts nach links zu bewegen. Der Kanal n befindet sich jetzt in Verbindung mit dem Auspuffkanal m und der l, der zum Kopfe des Zylinders führt, steht mit der inneren Kammer b links am Schieber in Konnex. Jetzt beginnt der Niedergang und ihm folgt in genau derselben Weise der nächste Aufgang, d. h. der Dampf wird während der ganzen Dauer des Hubes genau kontrolliert.

Die beschriebene Art der Verteilung des Dampfes ist für die Oddiepumpe charakteristisch; sie zieht ein stoßfreies Ansetzen, eine Beschleunigung der Bewegung des Kolbens bis zur Mitte und ein allmähliches Verlangsamen derselben nach dem Ende zu, nach sich. Eine einfache Verstellung der Kappen von außen genügt, um den ruhigen Lauf der Pumpe zu sichern.

Die beschriebene Pumpe wird in der Handelsmarine viel angewandt, so u. a. beim „Imperator"; sie fördert nach obiger Quelle Wasser von 212° F. und läuft dabei noch so ruhig, als ob sie kaltes Wasser speiste. Man baut sie als doppelte, jedoch so, daß beide Pumpen unabhängig von einander arbeiten.

Die Oddie-Luftpumpe, Fig. 1 und 2 auf der Tafel, ist infolge der Einführung der Dampfturbinen entstanden. Der Dampf tritt an der rechten Seite in den Schieberkasten ohne Drosselung ein und wird für den Niedergang durch einen Schieber geregelt. Angenommen, es seien für den Aufgang 150 Pfund, und für den Niedergang nur 15 pro □″ Druck erforderlich, so kann man den Dampf so regeln, daß jene beiden Drucke genau eingehalten werden. Fig. 1 zeigt den betr. Mechanismus. Fig. 5 u. 15 Einzelheiten der Ventile.

Die Pumpe gehört zur Gruppe der Drei-Ventiltypen und ist mit Fußventilen, Kolbenventilen b_1 und Druckventilen c_1 ausgerüstet. Die Ventile b_1 sind mit Federn versehen, die so eingestellt werden, daß die Ventile sich nicht eher öffnen, als bis der Druck unter ihnen 5 Pfund per □″ beträgt. Die Fußventile ihrerseits erfordern nur einen geringen Druck für das Öffnen; sie stellen die Verbindung mit der Saugkammer her. Mit ihnen stehen eine Anzahl Hilfs-Saugventile e_1, Fig. 15 in Verbindung, die ebenfalls mit dem Kanale f_1, Fig. 1 zusammenhängen. Die Ventile e_1 sind so abgefedert, daß sie sich schon bei sehr geringem Druck öffnen.

Die Pumpe arbeitet wie folgt: Mit dem Heben des Kolbens g_1 vermindert sich die Spannung im unteren Teile des Pumpzylinders. Infolgedessen öffnen sich die Fußventile und Wasser und Luft treten aus der Saugkammer in den Zylinder. Auf der anderen Seite aber wird der Inhalt des Zylinders über dem Kolben g_1 durch die Ventile c_1 in den Druckraum gepreßt.

Beim Niedergange dagegen füllt sich der über dem Kolben g_1 befindliche Zylinderteil aus dem Raume unter dem Kolben durch Vermittlung der Ventile b_1, die Saug- und Druck-Ventilgruppen c_1 und a_1 aber bleiben geschlossen. Da die Hilfssaugventile e_1 sich schon beim geringsten Unterdruck öffnen, so tritt auch durch sie ein Teil des Inhaltes der Saugkammer f_1 in den Oberteil des Zylinders über. Die Ventile b_1 öffnen sich, da sie auf eine höhere Spannung eingestellt sind, naturgemäß erst viel später.

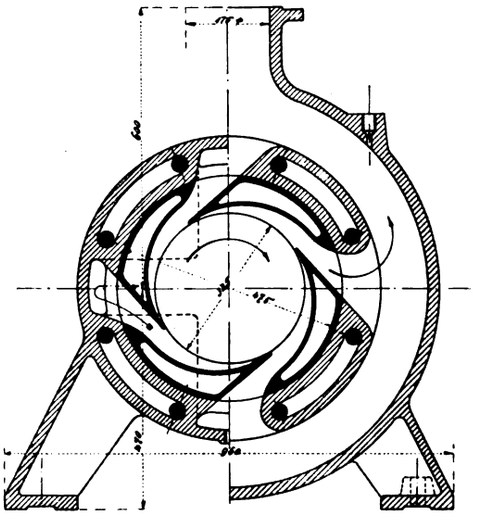


Fig. 55. Z. A.: Konstruktions- und Berechnungsbeispiele zu Zentrifugalpumpen.

Von den noch nicht erwähnten Skizzen auf der Tafel gibt Fig. 3 ein Detail und Fig. 6 einen Schnitt in größerem Maßstabe durch die Steuerung der Pumpe Fig. 1, während Fig. 11 und 12 eines der Ventile der Pumpe Fig. 9 und 22 deren Dampfkolben veranschaulichen. Fig. 4 gibt einen Schnitt durch den Pumpenkolben der Oddie-Simplex-Wasserpumpe.

Fig. 53 zeigt das Diagramm einer einzylindrigen Oddie-Pumpe des vorbeschriebenen Typs von 36″ = 900 mm (⌀) Zylinderdurchmesser und 24″ = ∼ 600 mm Hub. Es ist:

P = 1,5 at. abs.

p = 0,04 at. abs.

Federmaßstab: 8 mm = 1 kg/qcm.

l_1 = Länge der Saugperiode während des Kolbenaufganges.

l_2 = Länge der Saugperiode während des Kolbenniederganges.

Zur Zeit, als das Diagramm entnommen wurde, hatte die Pumpe das kondensierte Wasser 16,5′ = 5 m hoch zu heben — gerechnet von den Sitzen der Druckventile ab.

Die Resultate der verschiedenen Versuche kommen in den beiden Kurven x y zum Ausdruck. In diesen sind die Ordinaten, die Vakuum-Prozente und die Abszissen die Resultate aus:

$$\frac{\text{Länge des Hubes in mm} \times \text{Anzahl des Hubes i. d. Min.}}{\text{Gewicht des kondensierten Wassers in kg per Stunde.}}$$

Die Pumpe arbeitete das eine Mal mit belasteten Kolbenventilen und Hilfs-Saugventilen, das andere Mal als gewöhnliche Dreiventilpumpe ohne Hilfssaugventile und ohne Federn auf den Ventilen des Kolbens.

Das Diagramm lehrt, daß, um dasselbe Vakuum zu erhalten, die als gewöhnliche Dreiventilpumpe arbeitende Pumpe viel schneller laufen muß als eine Oddiepumpe, oder mit anderen Worten, daß die Leistung der Oddiepumpe wesentlich größer ist als die einer unter denselben Bedingungen arbeitende Dreiventilpumpe. Da außerdem die Verteilung der Kräfte beim Oddietyp gleichmäßiger ist als beim gewöhnlichen Dreiventiltyp, so kann die Oddiepumpe auch schneller laufen als diese.

A. Christ.

---

durchmesser) erhalten eine Blechverschalung (Fig. 20), die bei den größeren Ausführungen wegfällt. Die kleinste Stufenzahl ist bei allen Größen 3, die größte beträgt:

bei 13 bis 23 cm Laufraddurchmesser 8,
„ 25 „ 35 „ „ 7,
„ 38 „ 50 „ „ 6.

Für die in Fig. 56 dargestellte Kesselspeisepumpe von 60 mm Rohranschluß macht Borsig folgende, für acht Stufen geltende Angaben:

Kesseldampf in at.	4	5	6	8	11	13	16
Tourenzahl i. d. Min.	1450	1600	1750	2000	2350	2550	2850
Leistung in cbm/Stde.	4,4—12	9,9—13,2	5,3—14,4	6—16,4	7,1—19,5	7,7—21	8,4—23
Kesselheizfläche i. qm	220—600	245—660	265—720	300—825	355—975	385—1050	420—1120

Bei der in Fig. 52 dargestellten achtstufigen Hochdruckpumpe von Gustav Bölte in Oschersleben wird der Axialschub durch die Entlastungsscheibe S aufgenommen, deren Leckwasser dem Kühlmantel des kleinen, der Sicherheit halber angebrachten Kammlagers durch das Röhrchen r zugeführt wird. Bei a sitzt das Manometer, bei b das Vakuummeter, bei c und d sind Lastösen angebracht. Die Laufräder, die nach der einen Seite

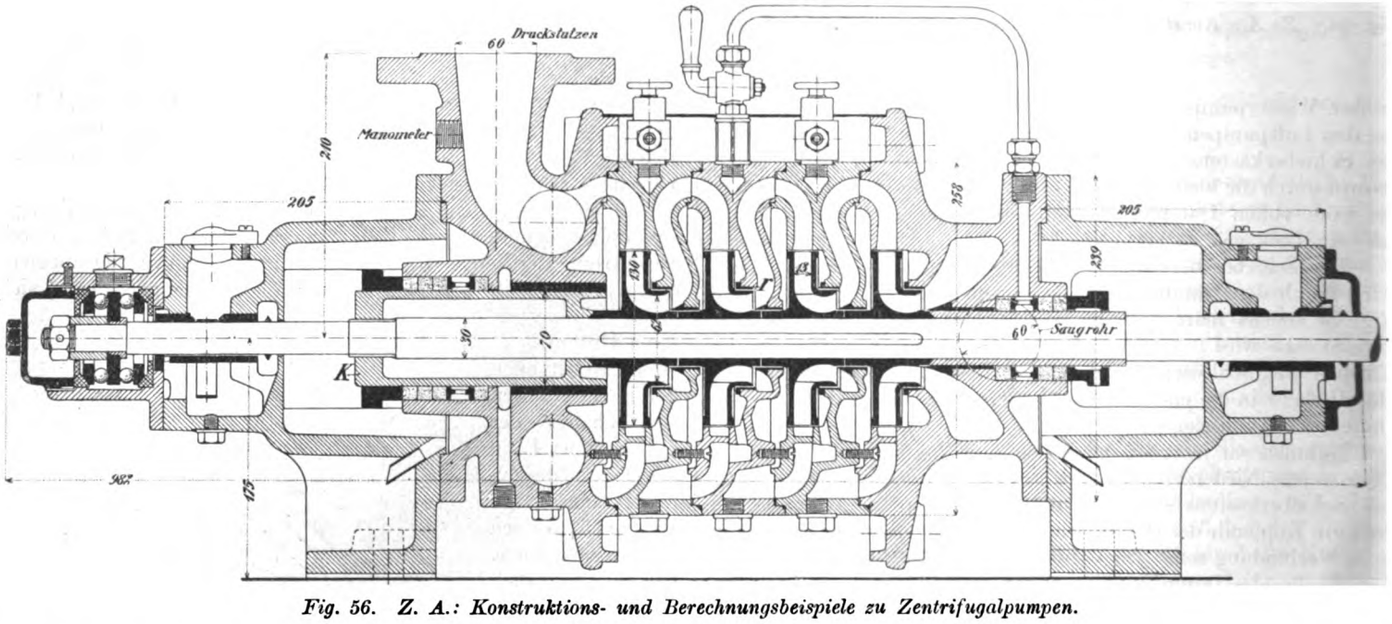


Fig. 56. Z. A.: Konstruktions- und Berechnungsbeispiele zu Zentrifugalpumpen.

Konstruktions- und Berechnungsbeispiele zu Zentrifugalpumpen.

Von Dipl.-Ing. **Karl Schmidt.**

Mit Zeichnungen auf Tafel 13 u. 18, und Abbildungen, Fig. 52 u. 54 bis 56.

(Fortsetzung aus Heft 11.)

In Fig. 54 ist das Q/H Diagramm einer solchen Pumpe mit sieben Stufen dargestellt, die für die Konkordiagrube der Donnersmarkhütte in Oberschlesien für eine Fördermenge von 4,5 cbm/Min. auf 413 m bei 1430 Uml.Min. geliefert wurde. Die von der Zeche vorgenommenen Abnahmeversuche ergaben bei der normalen Leistung einen Pumpenwirkungsgrad von 73,5 %.

In Fig. 56 ist die kleinste Ausführung eines Pumpentyps dargestellt, den A. Borsig in Tegel von 13 bis 50 cm Laufraddurchmesser baut. Die Leitapparate sind hier mit den Gehäuseteilen, die durch Ankerschrauben zusammengefaßt sind, aus einem Stück gegossen. Um den Spaltverlust zu verringern, sind im Gehäuse die auswechselbaren Bronzeringe r angebracht. Die Stopfbüchsen werden durch Druckwasser gesperrt. Der Axialschub wird auch hier durch einen Entlastungskolben K aufgenommen. Zur Sicherung der genauen Lage der Laufräder gegen die Leiträder ist außerdem auf der Druckseite ein doppeltwirkendes Kugellager angebracht. Kleinere Pumpen, die hauptsächlich als Kesselspeisepumpen Verwendung finden, (von 13 bis 23 cm Laufrad-

offenen, in den Gehäuseteilen zentrierten Leitapparate, die Schleifringe, sowie alle Büchsen auf der Welle sind aus Phosphorbronze hergestellt. (Fortsetzung folgt.)

Notiz.

Hauptversammlung des Vereins Deutscher Ingenieure zu Leipzig 1913.

In der letzten Juniwoche fand in Leipzig die Hauptversammlung des Vereins Deutscher Ingenieure statt, die besonders dadurch ausgezeichnet war, daß an derselben König Friedrich August von Sachsen und etwa 300 amerikanische Ingenieure (Mitglieder des Ingenieur-Vereins der Vereinigten Staaten) teilnahmen.

In der Versammlung wurde König Friedrich August durch Geh.-Rat Prof. Förster zum Dr.-Ing. h. c. der technischen Hochschule Dresden promoviert und dem Erfinder der nach ihm benannten Bremse, dem Amerikaner Westinghouse, die Grashof-Denkmünze, die höchste Auszeichnung, die der V. D. I. zu vergeben hat, verliehen.

Von den Vorträgen, die auf der Versammlung gehalten wurden, war besonders derjenige des Geheimen-Rats Prof. Dr. Lamprecht in Leipzig von Bedeutung. Wir kommen auf ihn und die übrigen Vorträge im Anzeigenteil dieser und der nächsten Nummer der Zeitschrift zurück. D. Red.

Pumpen, Kompressoren, Gebläse, Ventilatoren, Exhaustoren etc.

Branchen-Ausgabe III des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur".

Schriftleitung: Ingenieur F. Wilcke, Leipzig.

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Ein Fortschritt im Bau zweistufiger Dampfkompressoren.

Mit Abbildung, Fig. 57.

Zusammenfassung. Beschrieben ist ein zweistufiger Dampfkompressor mit Tandemanordnung der Zylinder und Unterbringung der Niederdruckstufe im Dampfzylinder, dadurch gekennzeichnet, daß der Kolben der einfach wirkenden Dampfmaschine die Schlitze in der Zylinderwand für den Austritt des Dampfes öffnet, den Kompressorteil des Zylinders hingegen von den Schlitzen dauernd trennt usw. Bei einfachster Anordnung soll ein gleichmäßiger Gang selbst bei kleinen Umlaufszahlen noch erreicht werden.

Obgleich der Bau zweistufiger Dampfkompressoren gerade in den letzten Jahren bemerkenswerte Fortschritte gemacht und dabei der Typ an sich zu einem gewissen Abschluß gebracht zu sein scheint, liegt doch schon wieder eine Neukonstruktion vor, der allerdings eine gewisse Bedeutung nicht abgesprochen werden darf — der zweistufige Dampfkompressor von Johann Stumpf i. Charlottenburg.

Bei diesem handelt es sich um einen zweistufigen Dampfkompressor, bei dem die Zylinder in Tandemart angeordnet und die Niederdruckstufe im Dampfzylinder untergebracht ist. Es soll bei dieser Konstruktion bei einfachster Anordnung ein gleichmäßiger Gang selbst bei kleinen Tourenzahlen erreicht werden.

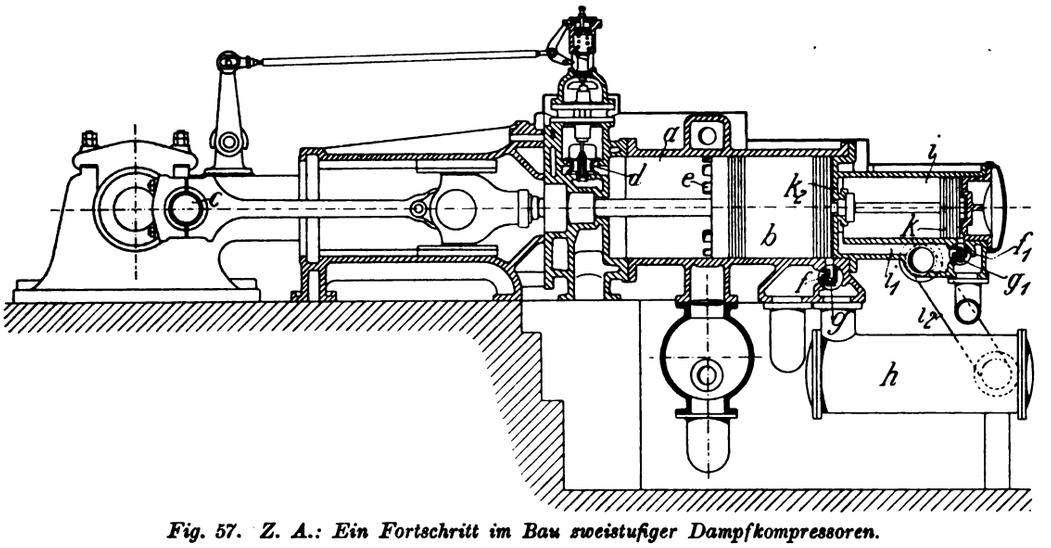


Fig. 57. Z. A.: Ein Fortschritt im Bau zweistufiger Dampfkompressoren.

Nach den Angaben des Konstrukteurs jener Maschine ist der einfachwirkende Kompressor mit einer einfachwirkenden Dampfmaschine des Gleichstromsystems kombiniert, derart, daß die Niederdruckstufe des Kompressors mit der Antriebsdampfmaschine in einem Zylinder vereinigt ist. Der lange Kolben der Dampfmaschine öffnet die Schlitze in der Zylinderwand für den Dampfaustritt, trennt selbst aber dauernd den Kompressorteil des Zylinders von diesen Schlitzen.

Die bei Gleichstromdampfmaschinen mit Schlitzauslaßsteuerung auftretende, verhältnismäßig hohe Kompression sichert den Druckausgleich gegenüber dem während der Aussaugperiode auf der andern Seite des gemeinsamen Kolbens lastenden atmosphärischen Druck.

Von der Unterstufe des Kompressors wird die Druckluft in einen Aufnehmer, der als Zwischenkühler ausgebildet sein kann, gedrückt, und von diesem geht die Luft in die Oberstufe des Kompressors, um von dort in die Druckleitung überzutreten. Bei der Oberstufe wird die einseitige Belastung beim Saughub durch die aus dem Zwischenbehälter unter Druck hinzutretende Luft dadurch unschädlich gemacht, daß die Rückseite des Hochdruckkolbens mit dem Zwischenbehälter des Kompressors in Verbindung steht.

Nach Fig. 57 bewegt sich in dem Zylinder a der Kolben b, der auf der linken Seite mit dem Kurbeltrieb c verbunden ist. Die Steuerung der einfachwirkenden Dampfmaschine erfolgt durch das Einlaßventil d und durch die vom Kolben b gesteuerten Auslaßschlitze e, durch welche der Zylinder mit dem Kondensator verbunden werden kann (vgl. Pat. 256561).

Auf der rechten Seite des Zylinders a befindet sich die Unterstufe des Kompressors. Der Kolben b ist so lang, daß er für die Dampfseite des Zylinders die Schlitze e freigibt, andererseits aber die Kompressorseite ständig von diesen Schlitzen getrennt hält.

Der Eintritt der Luft in den Zylinder a erfolgt durch das Federventil f und der Austritt durch das Ventil g, welches die Luft nach dem Aufnehmer h hinströmen läßt. An den Zylinder a schließt sich der Hochdruckzylinder i an, dessen Kolben k mit dem Niederdruckkolben b durch eine Kolbenstange verbunden ist, welche in dem Zwischendeckel k_3 gedichtet ist. Die rechte Seite des Zylinders i, die Druckseite, ist mit Ventilen f_1, g_1 versehen, von denen f_1 die Verbindung mit dem Behälter h, g_1 die Verbindung mit der Druckleitung herstellt. Die linke Seite des Zylinders i steht durch den Kanal i_1 und das Rohr i_2 mit dem Behälter h in Verbindung.

Während des Arbeitshubes der einfachwirkenden Dampfmaschine bewirken beide Kolben b und c die Kompression der in ihren Zylindern befindlichen Luft, wobei der Hochdruckkolben k nicht gegen den Gesamtdruck der Leitung zu arbeiten hat, da auf seiner Rückseite der Druck des Zwischenbehälters lastet. Durch die letztere Anordnung wird beim Rückgang aber auch verhindert, daß die aus dem Behälter h in die rechte Seite des Zylinders i eintretende Druckluft eine einseitige Überbelastung der verbundenen Kolben b und k bewirkt. Während bei der rechten Totlage auf der linken Seite des großen Zylinders a Kondensatordruck herrscht, wirkt auf der rechten Seite der atmosphärische Luftdruck. Hier wird die einseitige Belastung kompensiert durch den den Gleichstrommaschinen eigenen hohen Kompressionsdruck, da die Kompression nach Abschluß der Schlitze e, d. h. nach 5 bis 10 Prozent des Kolbenweges, bereits beginnt.

Die vor- und rückwärtslaufende Pumpe eine Tatsache?

Mit Abbildung, Fig. 58.

Zusammenfassung. Es wird eine Pumpenkonstruktion beschrieben, die hauptsächlich deshalb beachtenswert ist, weil man die Möglichkeit hat, die Pumpe umzusteuern, d. h. nach Belieben durch den Saug-

stutzen zu saugen oder zu drücken, oder durch den Druckstutzen zu drücken und zu saugen.

Aus Frankreich kommt die Mitteilung, daß es einem gewissen Ch. Monin gelungen sei, die umsteuerbare Wasserpumpe in die Praxis zu übersetzen. Nun, und wenn auch die durch Fig. 58 in ihrer Ausführung und der Arbeitsweise veranschaulichte Pumpe hinsichtlich ihres Nutzeffektes sowie ihrer Dauer hinter den üblichen Kreiselpumpen zurückstehen sollte, so ist sie doch schon aus dem Grunde beachtenswert, weil durch sie die Möglichkeit verkörpert wird, mit gleichem Nutzeffekt vor- und rückwärts zu arbeiten, d. h. nach Belieben durch den Saug- und Druckstutzen zu saugen bzw. zu drücken.

Von den Skizzen der Fig. 58 gibt diejenige 6 einen Längenschnitt durch die Pumpe. Das Gehäuse a ist an den Seiten durch Deckel verschlossen und trägt in seinem zylindrischen Teile die beiden Stutzen b und c. Von diesen gilt b als Saugstutzen und c als Druckstutzen. Im Gehäuse selbst sind, diametral einander gegenüberstehend, zwei Rippen angeordnet, die sich nach dem Innern des Gehäuses zu in die als Zylinderabschnitte ausgedrehten Gleitflächen de fortsetzen. Die beiden Gleitflächen de ähneln den Polflächen einer Dynamomaschine; zwischen ihnen kreist der Kolben f, dessen perspektivische Form aus Skizze 7 zu ersehen ist. Genannte Skizze läßt erkennen, daß der Kolben ebenfalls kein vollständiger Zylinder ist, sondern zwei Einschnitte enthält, die rechtwinklig zu einander gestellt sind. Weiter ist er der Länge nach zentral durchbohrt, derart, daß die Bohrung wesentlich weiter ist als die durch sie hindurchgesteckte Welle g.

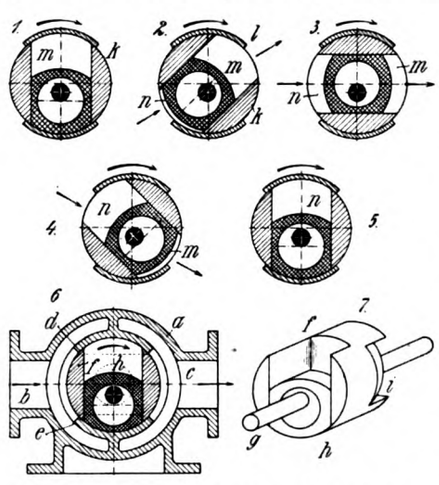


Fig. 58. Z. A.: Die vor- und rückwärtslaufende Pumpe eine Tatsache?

In den Einschnitten bewegen sich die beiden Blöcke oder Gleitklötze h i, die ebenfalls mit Bohrungen für die Welle g versehen sind.

Wenn jetzt der Rotor oder Kolben f sich im Gehäuse „an Ort" befindet und die Welle g gedreht wird, so wird sich der Rotor mitdrehen, gleichzeitig werden aber auch die beiden Klötze h und i sich vor- bzw. rückwärts bewegen. Die Abmessungen dieser Blöcke sind derartige, daß sie einmal in den Einschnitten des Rotors schleifen, weiter aber in den Endstellungen (vgl. Fig. 58) mit dem Körper des Rotors zusammen einen Zylinder ergänzen.

Die Wirkungsweise der Pumpe ist durch die Skizze 1 bis 5 veranschaulicht. Nehmen wir an, der Kolben hat die Drehrichtung des Pfeiles in Skz. 1, so wird schon nach wenigen Augenblicken seine Kante k die rechte Endkante der Führung d verlassen haben. Damit aber kommt der Raum m rechts des Blockes h mit der Druckseite der Pumpe und derjenige n mit der Saugseite derselben in Berührung. Da nun der Block im Einschnitt h an der Bewegung des Kolbens teilnimmt, so wird jetzt im Raum m mit einer Saugwirkung und im Raum n mit einer Druckwirkung zu rechnen sein.

Je weiter der Kolben in seiner Bewegung fortschreitet, umso mehr vergrößert sich (man vergl. Skz. 3 und 4), der Saugraum n und umsomehr verkleinert sich der Druckraum m, d. h. während sich die Kammer c frisch mit Wasser füllt, gibt die Kammer m ihren Inhalt in den Druckstutzen c der Pumpe ab.

Im Augenblick der Vollendung des Saug- und Druckhubes gewährt die Kolbenstellung das Bild der Skizze 5, d. h. bei weiterem Fortschreiten des Kolbens wird die Kammer n beginnen, sich zu entleeren, während diejenige m sich von neuem füllt. —.

Da wir es hier mit Rotorenkolben und Gleitklötzen zu tun haben, die in ihrer Bewegung durchaus festgelegt sind, so können Stöße während des Betriebes nicht auftreten; Druck- und Saugvorgang werden einander vielmehr andauernd gleichmäßig folgen.

Der Konstrukteur behauptet im „Génie civil" weiter, daß die Pumpe infolge ihrer Einfachheit mit ungewöhnlich hohen Tourenzahlen laufen könne, ohne daß dabei irgend welche Erschütterungen fühlbar würden, ebenso könne bei seiner Konstruktion ein sog. „Slip" nicht auftreten, ja man dürfe die Pumpe sogar als hydraulischen Motor verwenden, ebenso sei es gleichgültig, ob man die Pumpe rechts oder links herum laufen ließe. Man könne nach Belieben durch Stutzen b saugen und durch Stutzen c drücken, oder durch c saugen und durch b drücken, d. h. die Pumpe sei reservierbar.

Die Praxis wird zeigen, ob der Konstrukteur mit seinen Behauptungen Recht behält. Christ.

Eine merkwürdige Pumpe.

Mit Abbildungen, Fig. 59 u. 60.

Zusammenfassung. Beschrieben ist die als Pumpe Bauart „Bessonnet-Favre" in der Praxis eingeführte, sogenannte Spiraldrahtpumpe, eine Fördereinrichtung für Flüssigkeiten, bei der sich eine Spiraldrahtkette durch das zu hebende Wasser bewegt und dieses unter der Adhäsionswirkung mit sich empornimmt.

Wer die in den Abbildungen Fig. 59 und 60 wiedergegebene Pumpe zum ersten Male betrachtet, wird sich wohl kaum sagen, daß er hier tatsächlich eine Vorrichtung zum Heben von Flüssigkeiten vor sich hat. Besteht doch die ganze Einrichtung aus nichts weiter als einem oben halbrunden und unten rechteckigen Kasten, der auf einem vierbeinigen eisernen Fuß befestigt ist und ebensogut eine Walze, als die Teile einer Pumpe enthalten kann.

In Wirklichkeit enthält das durch die beiden Abbildungen in seinen äußeren Formen erkennbare Gehäuse, eine drehbare Rolle. Auf dieser Rolle liegt lose eine bis ins Wasser hinabreichende Kette ohne Ende, die von einer Drahtspirale umgeben ist. Dort wo die Spiraldrahtkette ins Wasser taucht, liegt auf derselben lose eine zweite Rolle, die den Zweck hat, die Kette straff zu ziehen, damit sie bei der Bewegung nicht schwankt.

Läßt man die obere Rolle anlaufen, so wird die Drahtspirale dieser naturgemäß folgen und sich fortwährend durch die zu fördernde Flüssigkeit bewegen. Hat dann die Drahtspirale eine genügende Geschwindigkeit angenommen, so bleibt die Flüssigkeit an ihr haften und wird auf diese Weise gefördert. Auf der oberen Rolle angekommen, wird die gehobene Flüssigkeit durch die Zentrifugalkraft von der Drahtspirale abgeschleudert, und in dem die obere Rolle umgebenden dichtgeschlossenen Kasten aufgefangen; durch einen Stutzen läuft sie schließlich nach der Seite ab.

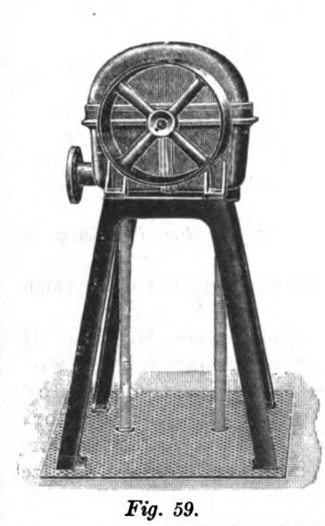


Fig. 59.

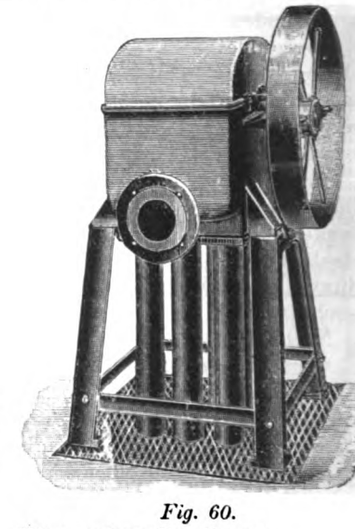


Fig. 60.

Fig. 59 u. 60. Z. A.. Eine merkwürdige Pumpe.

Die Leistungsfähigkeit einer derartigen Spiraldrahtpumpe hängt naturgemäß von der Dicke der Drahtspirale und der Anzahl der Spiraldrahtketten, die im oberen Gehäuse angeordnet sind, ab. Wie uns die Firma Wwe. Joh. Schumacher in Cöln a/Rh. mitteilt, werden von ihr Spiraldrahtketten mit einem Durchmesser von 24 mm, daneben aber auch solche bis zu 80 mm äußeren Durchmesser mit drei Spiralen hergestellt. Die größte Kette, welche aus drei konzentrischen Spiralen besteht leistet bei einer Tiefe des Brunnens von 20 m ∞ 30 cbm in der

Stunde. Die Kette soll nach derselben Firma bis zu Brunnentiefen von 100 m verwendbar sein, wobei natürlich die Leistung sich mit wachsender Förderhöhe vermindern würde; sie beträgt bei 100 m Tiefe aber immer noch etwa 25 cbm in der Stunde.

Werden mehrere solcher Ketten nebeneinander angeordnet, so läßt sich die Leistung der Pumpe naturgemäß steigern. Wenn die Flüssigkeit über den Standpunkt des Pumpengehäuses hinaus gehoben werden soll, so wird die Spiraldrahtpumpe mit einer Zentrifugalpumpe kombiniert.

Der Hauptwert der neuen Pumpe ist unseres Erachtens aber wohl darin zu finden, daß sie weder Kolben noch Ventile noch Stopfbüchsen, Gestänge, Gestängeführungen und Rohrleitungen hat. Ebenso ist der Antrieb einfach, auch ist die Pumpe nicht an eine Saughöhe gebunden, da sie nur durch Adhäsion wirkt. Ebenso dürfte sie kalte wie warme, klare wie schlammige Flüssigkeiten gleich gut heben. Desgleichen sollte ein Einfrieren der Pumpe wohl kaum zu erwarten sein. Nun, und daß schließlich auch die Aufstellung der Spiraldrahtpumpe sowie der Betrieb sich einfach gestalten werden, bedarf nach vorstehendem kaum noch der Hervorhebung. Ebenso wird hier wohl kaum der Fall eintreten können, daß das geförderte Wasser durch Schmieröl verunreinigt ist, wie man es bei Pumpen mit Kolben so oft beobachten kann.

„Kleinodpumpen" die Leitschaufeln weg, das Wasser wird durch die am Gehäuse angegossenen Umführungsschaufeln dem nächsten Laufrad zugeführt. Jedes einzelne Laufrad ist wie bei der zuerst beschriebenen Hochdruckpumpe für sich entlastet; kleinere Axialschübe können durch die Stellringe aufgenommen werden.

Die in Fig. 62 dargestellte Pumpe fördert, bei n = 2850 Uml./Min. maximal 20 cbm/Stde. auf 90 m bei einem Kraftbedarf von 13,5 PS, entsprechend dem Wirkungsgrad e $\cong$ 50 %.

2. Beispiel: Bei einer sechsstufigen Evolventenpumpe von der in Fig. 36, Skz. 1 u. 2 und Fig. 41, Skz. 1 bis 3 (s. Heft 11) dargestellten Bauart soll mit jeder Stufe eine Förderhöhe von $H_n = 25$ m erreicht werden, bei einer Fördermenge $Q = 2{,}5$ cbm-Min.; es sind wie im ersten Beispiel die Hauptabmessungen von Lauf- und Leitrad zu berechnen.

Der Saugrohrdurchmesser sei 175 mm, der Saugkrümmer verenge sich nach oben auf $D_s = 150$ mm Saugmunddurchmesser, Der hydraulische Wirkungsgrad sei mit $\frac{1}{\varepsilon} = 0{,}75$ angenommen;

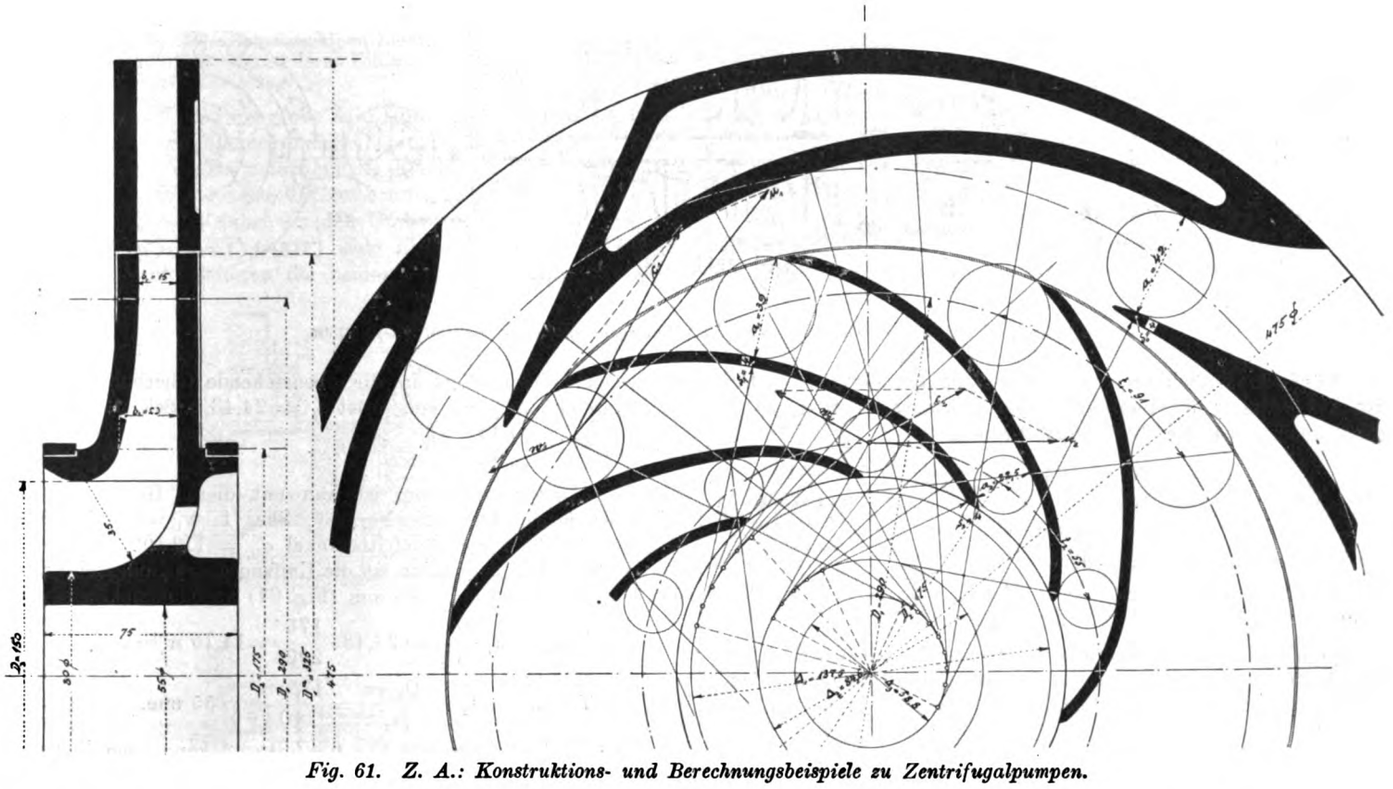


Fig. 61. Z. A.: Konstruktions- und Berechnungsbeispiele zu Zentrifugalpumpen.

dann beträgt die in Rechnung zu setzende Förderhöhe:

$$H_n = \frac{25}{0{,}75} = 33{,}3 \text{ m}.$$

Der Spaltverlust betrage 5 %, so daß das Laufrad zu berechnen ist auf:

$$Q' = 1{,}05\ Q = 1{,}05 \cdot \frac{2{,}5}{60} = 0{,}0438 \text{ cbm/Sek.}$$

Beträgt der Nabendurchmesser 80 mm, so ist der freie Querschnitt vor Eintritt ins Laufrad:

$$F_s' = (0{,}15^2 - 0{,}08^2)\,\frac{\pi}{4} = 0{,}01265 \text{ qm}.$$

Die Geschwindigkeit in diesem Querschnitt ist also:

$$c_s' = \frac{Q'}{F_s'} = \frac{0{,}0438}{0{,}01265} = 3{,}46 \text{ m/sek}.$$

Der äußere Laufraddurchmesser sei zu $D_1^a = 325$ mm angenommen, der Austrittswinkel $\beta_1^a = 155\,^0$, die Schaufelzahl im Laufrad $z_1 = 10$.

Dann ist der Durchmesser des Grundkreises für die äußere Evolvente:

$$\Delta_1 = D_1^a \cdot \sin \beta_1^a = 325 \cdot \sin 155\,^0 = 137{,}5 \text{ mm};$$

Konstruktions- und Berechnungsbeispiele zu Zentrifugalpumpen.

Von Dipl.-Ing. **Karl Schmidt.**

Mit Zeichnungen auf Tafel 13 u. 18, und Abbildungen, Fig. 61 bis 63.

(Fortsetzung und Schluß aus Heft 15.)

Es sei zum Schluß noch eine von den bisher betrachteten mehrstufigen Pumpen abweichende Konstruktion besprochen, die in Fig. 62, Skz. 1 bis 3 dargestellte „Kleinod"-Hochdruckpumpe von Klein, Schanzlin & Becker in Frankenthal. Die in drei Größen (40, 50 und 60 mm Saugrohranschluß) gebauten Pumpen werden für Förderhöhen bis zu 90 m und kleine Wassermengen (von ca. 3 cbm/Stde. an) gebaut und dienen zur Wasserversorgung von Wohnhäusern, Hotels, Krankenhäusern, Gärtnereien usw. Während die genannte Firma ihre normalen Hochdruck-Zentrifugalpumpen stets mit Leitrad ausführt und bei kleineren Pumpen jedes Rad entlastet, bei größeren eine der oben beschriebenen Entlastungsvorrichtungen verwendet, fallen bei diesen

bei $s_1 = 4$ mm Schaufeldicke ist:

$$a_1 + s_1 = \frac{\Delta_1 \pi}{z_1} = \frac{137{,}5 \cdot \pi}{10} = 43 \text{ mm}$$

und $$a_1 = 43 - 4 = 39 \text{ mm}.$$

Der Austrittsdurchmesser wird wie im ersten Beispiel aus Fig. 62 graphisch gefunden zu $D_1 = 290$ mm. Die Teilung ist im Austrittsquerschnitt:

$$t_1 = \frac{D_1 \cdot \pi}{z_1} = \frac{290 \cdot \pi}{10} = 91 \text{ mm},$$

der Schaufelwinkel:

$$\sin \beta = \sin \beta_1{}^a \cdot \frac{D_1{}^a}{D_1} = 0{,}4226 \frac{325}{290} = 0{,}473.$$

$$\beta_1 = 151^0\,45'.$$

Darin ist wieder w_r die senkrecht zum Austrittsquerschnitt gerichtete Geschwindigkeit. Nimmt man die Laufradhöhe $b_1 = 15$ mm $= 0{,}015$ m an (Fig. 61), so ist der Austrittsquerschnitt, der durch die Schaufeldicken im Verhältnis $\frac{a_1}{a_1 + s_1}$ verengt wird:

$$F_1 = D_1 \cdot \pi \cdot b_1 \cdot \frac{a_1}{a_1 + s_1},$$

$$F_1 = 0{,}29 \cdot \pi \cdot 0{,}015 \cdot \frac{39}{43} = 0{,}0124 \text{ qm};$$

also die Geschwindigkeit senkrecht zu diesem Querschnitt:

$$w_r = \frac{Q'}{F_1} = \frac{0{,}0438}{0{,}0124} = 3{,}53 \text{ m/Sek.}$$

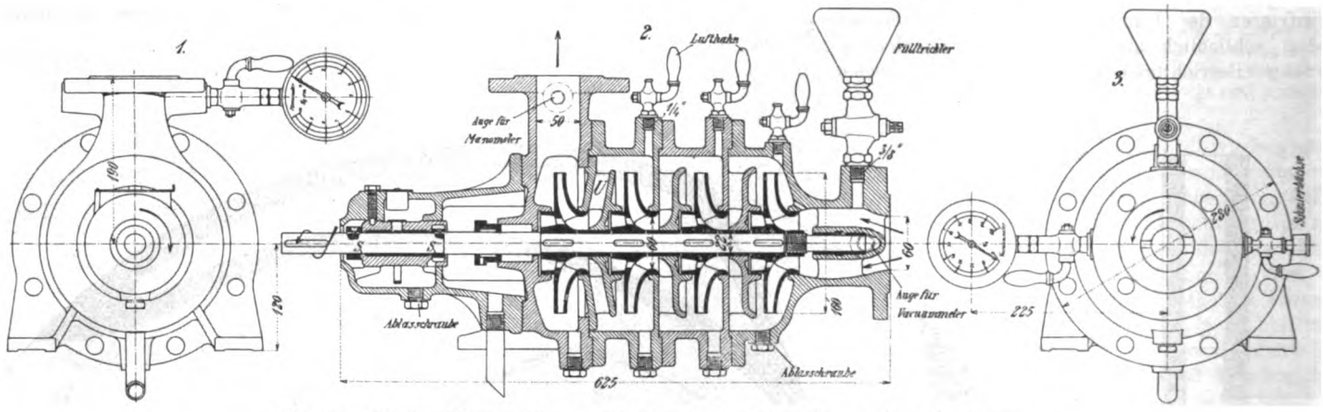


Fig. 62. Z. A.: Konstruktions- und Berechnungsbeispiele zu Zentrifugalpumpen.

Würde man auch für die Hochdruckpumpe senkrechten Eintritt des Wassers ins Laufrad wählen, so wäre wenn $\alpha_0 = 12^0$ angenommen wird, die Umfangsgeschwindigkeit:

$$u_1 = \sqrt{g \cdot \varepsilon \cdot H_n \left(1 - \frac{\operatorname{tg} \alpha_0}{\operatorname{tg} \beta_1}\right)} = \sqrt{9{,}81 \cdot 33{,}3 \left(1 - \frac{\operatorname{tg} 12}{\operatorname{tg} 151^0\,45'}\right)}$$

$$= 21{,}4 \text{ m/sek.}$$

Die Umlaufzahl würde dann:

$$n = \frac{60 \cdot u_1}{D_1 \cdot \pi} = \frac{60 \cdot 21{,}4}{0{,}29 \cdot \pi} \approx 1420.$$

Da aber bei Hochdruckpumpen infolge der kleinen Eintrittsquerschnitte des Laufrads die relativen Geschwindigkeiten und damit auch die Reibungsverluste verhältnismäßig groß sind, sei

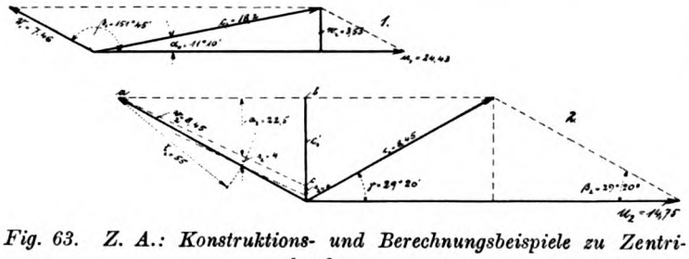


Fig. 63. Z. A.: Konstruktions- und Berechnungsbeispiele zu Zentrifugalpumpen.

im folgenden statt mit senkrechtem Eintritt (in Fig. 63, Skz. 2 $\gamma = 90^0$) mit einer unter einem Winkel $\gamma < 90^0$ gerichteten Geschwindigkeit c_2 gerechnet, um die relative Eintrittsgeschwindigkeit zu verkleinern. Soll diese z. B. gleich der absoluten Eintrittsgeschwindigkeit c_2 sein, was dem speziellen Fall $\gamma = \beta_2$ in Fig. 63, 2 entspricht, so läßt sich in einfacher Weise aus der bekannten Hauptgleichung für Turbinen und Zentrifugalpumpen folgende Beziehung für die Umfangsgeschwindigkeit ableiten:

$$u_1 = -\frac{w_r}{2 \operatorname{tg} \beta_1 \left[1 - \frac{1}{2}\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2\right]}$$

$$+ \sqrt{\left[\frac{w_r}{2 \operatorname{tg} \beta_1 \left[1 - \frac{1}{2}\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2\right]}\right]^2 + \frac{\varepsilon \cdot g \cdot H_n}{1 - \frac{1}{2}\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2}}$$

Setzt man diesen Wert in die obenstehende Gleichung für die Umfanggeschwindigkeit ein, so ist $u_1 = 24{,}43$ m/Sek. und die Umlaufzahl $n = \frac{24{,}43 \cdot 60}{0{,}29 \cdot \pi} = 1600.$

Das Austrittsdiagramm ist nun mit diesen Größen zu verzeichnen; man erhält aus Fig. 63, Skz. 1 $w_1 = 7{,}46$ m/Sek., $c_1 = 18{,}2$ m/Sek. und Austrittswinkel $\alpha_0 = 11^0\,10'$.

Im Eintrittsquerschnitt ist die Umfangsgeschwindigkeit, wenn der Durchmesser $D_2 = 175$ mm (Fig. 61) angenommen wird:

$$u_2 = u_1 \cdot \frac{D_2}{D_1} = 24{,}43 \cdot \frac{175}{290} = 14{,}75 \text{ m/Sek.}$$

und die Teilung: $$t_2 = \frac{D_2 \cdot \pi}{z_2} = \frac{175 \cdot \pi}{10} = 55 \text{ mm}.$$

Das Eintrittsdiagramm Fig. 63, Skz. 2 kann nach Neumann in der Weise verzeichnet werden, daß man zunächst $a\,b = \frac{u_2}{2}$ und $b\,c = c'_s = 3{,}46$ macht, $s_2 = 4$ mm anträgt und durch den Endpunkt von s_2 eine Parallele zu $a\,c$ zieht; schlägt man um a mit $t_2 = 55$ mm einen Kreisbogen, so erhält man wie früher die Schaufelweite $a_2 = 22{,}5$ mm; ferner ist die relative gleich der absoluten Geschwindigkeit, $w_2 = c_2 = 8{,}45$ m/Sek.; Winkel $\gamma = \beta_2 = 29^0\,20'$. Die Radhöhe im Durchmesser D_2 ist:

$$b_2 = \frac{Q'}{D_2 \cdot \pi \cdot c'_s} = \frac{0{,}0438}{0{,}175 \cdot \pi \cdot 3{,}46} = 0{,}023 \text{ m} = 23 \text{ mm}.$$

Die Eintrittsevolvente wird von einem Grundkreis abgewickelt, dessen Durchmesser:

$$\Delta_2 = \frac{(a_2 + s_2) \cdot z_2}{\pi} = \frac{(22{,}5 + 4) \cdot 10}{\pi} = 84{,}6 \text{ mm}.$$

Mit diesen Größen werden wie im ersten Beispiel die Schaufelschnitte des Laufrades entworfen (Fig. 61.) Der Evolventengrundkreis für das Leitrad erhält einen Durchmesser:

$$\Delta_0 = D_1 \cdot \sin \alpha_0 = 290 \cdot \sin 11^0\,10' = 58{,}8 \text{ mm}.$$

Nimmt man wie bei der oben beschriebenen Konstruktion der Zschocke-Werke (Taf. 18, Fig. 5 bis 7 u. 9 u. 12 und Fig. 55, s. Heft 15) $z_0 = 4$ Schaufeln an, so ist: $a_0 + s_0 = \frac{58{,}8 \cdot \pi}{4} = 46$ mm,

also bei $s_0 = 4$ mm die Schaufelweite:

$$a_0 = 46 - 4 = 42 \text{ mm}.$$

September 1913.

Pumpen, Kompressoren, Gebläse, Ventilatoren, Exhaustoren etc.

Branchen-Ausgabe III des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur".

Schriftleitung: Ingenieur F. Wilcke, Leipzig.

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Der Umbau der Wasserwerke Grand-Camp und St. Clair der Stadt Lyon.*)

Mit Abbildungen, Fig. 64 bis 66.

Zusammenfassung. Berichtet wird über den Umbau eines veralteten und eines neueren Wasserwerkes, die beide Teilanlagen der Wasserversorgung der Stadt Lyon bilden. Als Pumpen wurden Zentrifugalpumpen und als Betriebsmaschinen Elektromotoren gewählt. Kennzeichnend für beide Anlagen ist deren Einfachheit, Übersichtlichkeit und verhältnismäßig hohe Leistung.

Mit Rücksicht auf die große Zahl Um- und Erweiterungsbauten an Wasserwerken größeren und kleineren Umfanges, die zurzeit in Aussicht stehen, dürfte manchem die Beschreibung eines unlängst ausgeführten Umbaues von Interesse sein.

Es handelt sich dabei um den Umbau der Wasserwerke zu Grand-Camp und St. Clair, beide Eigentum der Stadt Lyon.

Schon lange genügten die beiden alten Werke dem Bedarfe nicht mehr, jedoch die voraussichtlich hohen Kosten wirkten auf die Väter der Stadt zunächst abschreckend. Schließlich kam man aber doch auf die Ausarbeitung eines Projektes zu, dem man allerdings die Bezeichnung eines durchaus großzügigen nicht vorenthalten darf. Der betr. Erweiterungsplan umfaßt nämlich die Anlage von nicht weniger als 38 neuen Brunnen, von denen 25 auf dem linken und 13 auf dem rechten Rhône-Ufer zu liegen kommen sollten, mit einer Gesamtleistung von 50000 cbm in 24 Stunden.

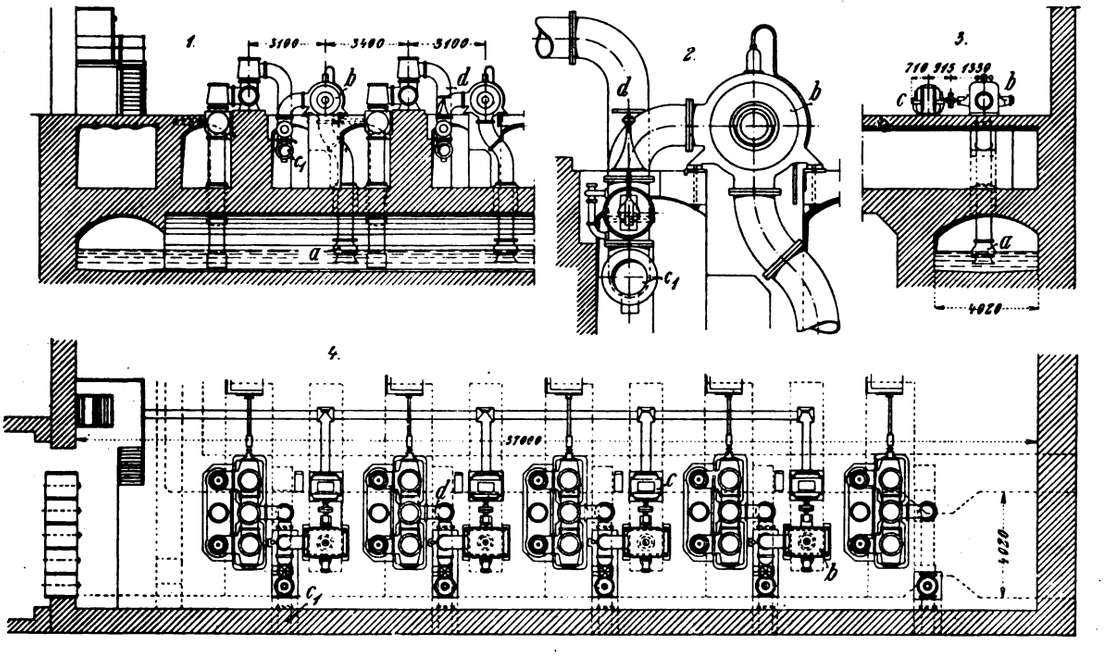


Fig. 64. Z. A.: Der Umbau der Wasserwerke Grand-Camp und St. Clair der Stadt Lyon.

Am dringendsten erschien der Umbau des Wasserwerkes St. Clair, dessen veraltete Maschinen mit einem an Verschwendung grenzenden Kohlenverbrauch durch eine den neusten Errungenschaften der Technik entsprechende Anlage zu ersetzen waren. Nach mehrfachen Überlegungen entschied man sich für die Anwendung des elektrischen Stromes als Antriebskraft, da dessen Bezug von einem in der Nähe gelegenen hydraulischen Kraftwerke zu verhältnismäßig billigem Preise gesichert war.

In der Natur der Sache lag es dann, daß man anläßlich des Umbaues des Wasserwerkes St. Clair zugleich auch den Umbau des Wasserwerkes Grand-Camp in Angriff nahm, obwohl dessen Maschinen noch verhältnismäßig neu waren, jedoch den Nachteil großer Raumbeanspruchung besitzen. Auch hier war die Elektrizität die gegebene Antriebskraft.

Eingehende Studien ergaben, daß die beste Ausnutzung der elektrischen Kraft die Aufstellung von Hochdruck-Zentrifugalpumpen erheischt.

Auf Grund der vom Bürgermeister der Stadt Lyon, E. Herriot, durchgeführten Berechnungen beschloß man, im Wasserwerk Grand-Camp durchwegs einheitliche Maschinensätze von je 300 KW aufzustellen. Im Wasserwerk St. Clair dagegen sollten zwar verschiedene Pumpenmodelle, jedoch einheitliche Motoren von je 150 KW Leistung zur Aufstellung kommen.

Am 8. November 1907 wurde schließlich ein Wettbewerb ausgeschrieben, aus dem die Société d'Applications Industrielles als Hauptunternehmerin hervorgegangen ist, die ihrerseits die Ausführung der Pumpen der Firma Gebrüder Sulzer in Winterthur und des elektrischen Teiles der Société d'Electricité Alioth in Lyon übertrug.

In der **Anlage Grand-Camp** erwies sich die Verwendung von Zentrifugalpumpen von besonderem Vorteil, da deren Aufstellung ohne bauliche Veränderung und Betriebsunterbrechung der bestehenden Dampfpumpenanlage erfolgen konnte. Nach vollendetem Ausbau der neuen Anlage blieben die Dampfpumpen als Reserve für den Fall des Versagens des Stromes stehen.

Wie aus Fig. 64 hervorgeht, konnten die vier Zentrifugalpumpen b bequem zwischen den fünf Dampfpumpen d aufgestellt werden, wobei der vorhandene Zuflußkanal a mitbenutzt wird.

Der Arbeitsstrom von 10 000 Volt Spannung wird mittels Kabel vom Kraftwerke der Société Grenobloise de Force et Lumière einer Unterstation zugeführt und hier in zwei Alioth-Transformatoren von 2500 KVA auf 3500 Volt transformiert. Die Transformatoren sind in einem kleinen Anbau untergebracht. Die Schalttafel ist auf einer im Pumpensaale vor dem Transformatorenhäuschen befindlichen Tribüne so aufgestellt, daß man von hier aus den ganzen Saal leicht übersehen kann.

Die Saugleitung der Pumpen geht direkt nach unten. Die Druckstutzen sind seitlich angebracht und noch innerhalb des

*) Die Unterlagen und Klischees wurden uns von Gebrüder Sulzer in Winterthur zur Verfügung gestellt.

Saales mit den korrespondierenden Druckstutzen der Kolbenpumpen verbunden. Mit Hilfe von Absperrschiebern kann man die Druckleitung nach Belieben von den Kolbenpumpen oder von den Zentrifugalpumpen speisen.

Die Zuführung des Stromes von der Schalttafel zu den einzelnen Pumpen erfolgt durch getrennte armierte Kabel, die sich in einem senkrecht zur Achse der Kolbenpumpen verlaufenden Kanal befinden. Der Kontroller für jeden Maschinensatz ist unmittelbar neben dem Motor aufgestellt, so daß der Maschinist beim Inbetriebsetzen oder Abstellen der Pumpen die Maschinen stets vor Augen hat. Die Asynchron-Drehstrommotoren sind für 3500 Volt gewickelt, ventiliert gekapselt und haben Schleifringanker. Sie sind mit den Pumpen durch elastische Kupplungen direkt gekuppelt und leisten bei 970 Umdr./min. 400 PS eff. Die Zentrifugalpumpen liefern bei 58 m manometr. Förderhöhe und 970 Umdr./min. 360 Sek.-l. Nach dem Vertrag sollte der Kraftverbrauch, an der Welle gemessen, 354 PS betragen, entsprechend einem Wirkungsgrad von 76%. Wie weiter unten gezeigt werden soll, ist dieser Wirkungsgrad bei den Versuchen erheblich überschritten worden.

Die Neuanlage ist trotz geringerer Raumbeanspruchung viel leistungsfähiger wie die alte und somit ein Beweis für die gute Eignung der Zentrifugalpumpen zur Aufstellung in Wasserwerken.

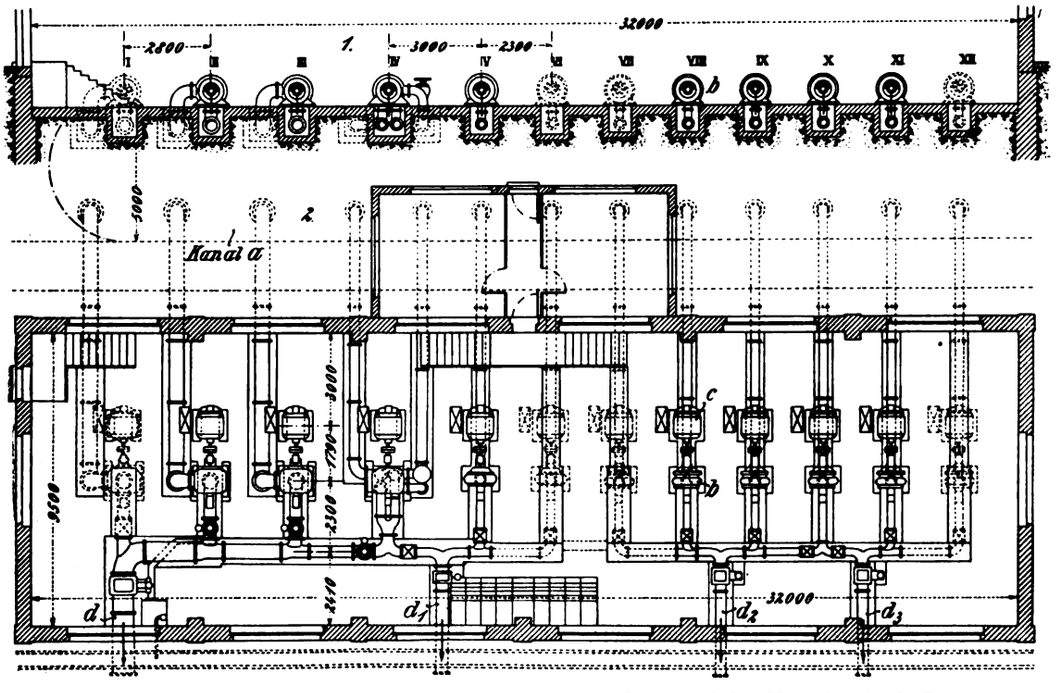


Fig. 65. Z. A.: Der Umbau der Wasserwerke Grand-Camp und St. Clair der Stadt Lyon.

2. Das **Wasserwerk St. Clair** ist im Gegensatz zu dem Grand-Camp ganz neu erbaut worden und sollte die alte Dampfpumpen-Anlage vollständig ersetzen (Fig. 65 u. 66).

Die Pumpen müssen die in St. Clair, Montessuy, Rilleux und Sarra befindlichen Behälter versorgen. Die Druckverhältnisse der Behälter von Sarra und Rilleux sind ziemlich gleich, so daß hierfür ein einheitliches Pumpenmodell gewählt werden konnte, wobei je zwei Pumpen bald nach dem einen, bald nach dem anderen Behälter drücken können.

Anders liegen die Verhältnisse bei den Behältern von St. Clair und Montessuy, zumal man auch dort im Interesse der Betriebssicherheit von jeder Pumpe aus nach Belieben den einen oder anderen Behälter speisen lassen wollte. Gebrüder Sulzer haben diese Aufgabe durch Aufstellung einer Pumpe gelöst, die entweder 200 Sek./l. 50 m hoch nach dem Behälter St. Clair, oder 100 Sek./l. 100 m hoch nach dem Behälter Montessuy drücken kann, und zwar durch eine an der Pumpe angebrachte Vorrichtung. Dank dieser Anordnung ist in der Versorgung der einzelnen Behälter eine außergewöhnliche Sicherheit geschaffen worden.

Da die Sohle des Werkes unter dem höchsten Wasserstand liegt, mußte die Fundierung wasserdicht hergestellt werden. Die zu dem Zwecke getroffenen Vorkehrungen haben sich bei dem Hochwasser im Januar 1910 bewährt, da trotz des hohen Wasserstandes der Rhône nicht ein Tropfen Wasser durch die Fundamente in den Maschinensaal durchgesickert war.

Wie aus Abb. Fig. 65 hervorgeht, sind die Pumpen b nebeneinander in einer Reihe längs des Saales aufgestellt. Für spätere Aufstellung von vier Reservesätzen ist Raum vorgesehen.

Wie im Wasserwerk zu Grand-Camp sind auch hier ventiliert gekapselte Drehstrommotoren von 3500 Volt Spannung mit Schleifringanker aufgestellt, die bei 1450 Touren 200 PS eff. leisten und mit den Pumpen direkt elastisch gekuppelt sind. Auch diese Motoren sind, wie überhaupt der ganze elektrische Teil, aus den Werkstätten der Société Alioth in Lyon hervorgegangen.

Die Schalttafel ist auf dem Fußboden des Pumpensaales aufgestellt, auf der entgegengesetzten Seite des Saales befinden sich die verschiedenen Diensträume des Werkes (vergl. Skz. 2, Fig. 65). Der Fußboden des Saales liegt unter Flur, die Verbindung nach außen und mit den Diensträumen wird durch Treppen vermittelt. Ähnlich wie in Grand-Camp erfolgt auch hier die Stromzuführung von der Schalttafel zu den einzelnen Motoren durch getrennte armierte Kabel, so daß im Falle der Beschädigung eines Kabels nur ein Maschinensatz stehen bleiben kann. Das Abwasser fließt nach einer in der einen Ecke des Saales befindlichen Vertiefung und wird von da durch eine kleine stehende Leckpumpe direkt nach der Kanalisation abgeführt.

Zur Erleichterung der Montage und Revision der Maschinen ist ein Laufkran vorgesehen. Die Wände des Pumpensaales sind unten mit Kacheln ausgelegt und im oberen Teil hell angestrichen, was dem ganzen Saale einen freundlichen Ausdruck verleiht.

Die Übergabe-Versuche fanden, entsprechend den Vertragsbedingungen, in Gegenwart eines Vertreters der Stadt, des städtischen Ingenieurs Thomay statt.

Die Prüfung der Elektromotoren erfolgte durch hydraulische Bremsung und ergab bei voller Leistung:

Für den 400 PS Motor den garantierten Wirkungsgrad von 93%. Für den 200 PS Motor einen Wirkungsgrad von 92,5%, d. h. 1,5% über den mit 91% garantierten Wirkunsggrad.

Die Prüfung der Pumpen erfolgte auf die bei Gebrüder Sulzer übliche Art. Die künstliche Druckhöhe wurde durch Drosselung mittels Schiebers hergestellt, das Druckwasser einem zylindrischen Gefäß zugeführt, das mit einer geeichten Ausflußdüse versehen war.

Zusammenstellung der Versuchsergebnisse.*)

Werk	Behälter	Anzahl Pumpen	Q	H	Wirkungsgrad garant.	Wirkungsgrad erreicht
Grand-Camp	Bron	4	360	58	76 %	80,3 %
Saint-Clair	Saint-Clair	3	210	50	74 %	76,2 %
„	Montessuy	1	85	100	72 %	74,2 %
„	Rilleux	2	62	167	70 %	73,4 %
„	La Sarra	2	65	136	72 %	74,8 %

Q = Wassermenge in Sek./Liter. H = gesamte manometrische Förderhöhe.

*) 1. Die Pumpen für St. Clair und Montessuy ergaben, auf die Verhältnisse des Behälters Montessuy bezogen, einen Wirkungsgrad von 74%, d. h. für das ganze Aggregat einen Gesamtwirkungsgrad von 68%, statt des verlangten von 58%.

2. Die Pumpen für Sarra und Rilleux ergaben auf die Verhältnisse des Behälters von Rilleux bezogen, einen Wirkungsgrad von 74%, d. h. für das ganze Aggregat einen Wirkungsgrad von 68%, statt des verlangten von 60%.

Sobald sich der Beharrungszustand des zufließenden Wassers eingestellt hat, was man an dem Wasserstande im Gefäß leicht feststellen konnte, schritt man zu den elektrischen Messungen. Die Ergebnisse sind in der Tabelle auf Seite 34 zusammengestellt. Man ersieht, daß die garantierten Wirkungsgrade, obwohl an sich bereits hoch, merkbar überschritten worden sind. Das bedeutet für die Stadt Lyon eine Stromersparnis, wodurch der Preis des gehobenen cbm Wassers naturgemäß hinter dem Voranschlag zurückbleibt.

Reguliervorrichtungen in zylindrischen Rohrleitungen.

Von **W. Schulz**, Ingenieur.

Mit Abbildungen, Fig. 67 u. 68.

Zusammenfassung. Es wird die Berechnung von Reguliervorrichtungen in zylindrischen Rohrleitungen gezeigt, nachdem vorher die erforderlichen Formeln aufgestellt sind. Daran anschließend gibt der Verfasser Tabellen für den Widerstandskoeffizienten.

Soll der Ausfluß des Wassers aus Rohrleitungen reguliert werden, so muß man Reguliervorrichtungen wie Schieber, Hähne, Klappen und Ventile einbauen, durch welche die Rohre nach Bedürfnis ganz oder zum Teil geschlossen werden können. Jede Reguliervorrichtung bewirkt eine plötzliche Verengung des Rohrquerschnittes, die nach Belieben vergrößert oder verkleinert werden kann. Hat das Wasser die Verengung passiert, so zeigt es das Bestreben, den vollen Querschnitt des Rohres wieder einzunehmen.

Beim Zusammenstoß fester unelastischer Massen tritt ein Verlust an lebendiger Kraft (Arbeitsverlust) ein. Bedeutet:

M = die Massen vor dem Zusammenstoß,
M_1 = „ „ nach „ „ „
G = das Gewicht der Massen vor dem Zusammenstoß,
G_1 = „ „ „ „ nach „ „ „
v = die Geschwindigkeit der beiden Massen vor dem Zusammenstoß,
v_1 = die Geschwindigkeit der beiden Massen nach dem Zusammenstoß,
$g = 9{,}81$ = Beschleunigung durch die Schwere,

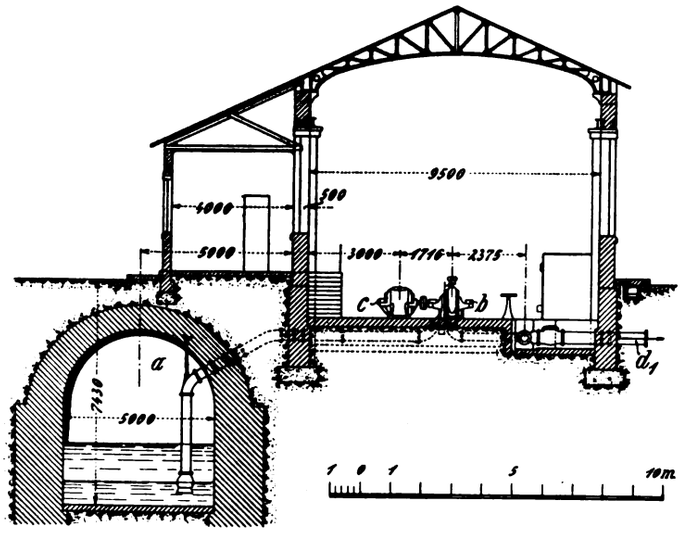


Fig. 66. Z. A.: Der Umbau der Wasserwerke Grand Camp und St. Clair der Stadt Lyon.

so ist die lebendige Kraft der Massen:

$$K = \frac{1}{2} M \cdot v^2 + \frac{1}{2} M_1 \cdot v_1^2$$

Nach dem Zusammenstoß haben beide Massen die Geschwindigkeit:

$$v_2 = \frac{M \cdot v + M_1 \cdot v_1}{M + M_1}$$

und die lebendige Kraft: $K = \frac{1}{2} M \cdot v_2^2 + \frac{1}{2} M_1 \cdot v_2^2$.

Durch den Zusammenstoß erleidet die lebendige Kraft den Verlust:

$$V = \left(\frac{1}{2} M \cdot v^2 + \frac{1}{2} M_1 \cdot v_1^2\right) - \left(\frac{1}{2} M \cdot v_2^2 + \frac{1}{2} M_1 \cdot v_2^2\right)$$

oder:

$$V = \frac{M \cdot M_1 (v - v_1)^2}{2 (M + M_1)}.$$

Nun ist aber: $M = \frac{G}{g}$ und $M_1 = \frac{G_1}{g}$.

Folglich ist jetzt der Verlust an lebendiger Kraft:

$$V = \frac{(v - v_1)^2}{2 g} \cdot \frac{G \cdot G_1}{G + G_1}.$$

Da aber unendlich viele Stöße der Wasserteilchen aufeinanderfolgen, so ist das stoßende Wasserteilchen unendlich klein gegenüber der gestoßenen Wassermenge. Es kann daher das Gewicht des stoßenden Wasserteilchens gleich Null gesetzt werden. Ist G_2 die in unendlich kleinen Zeitabschnitten zum Stoß kommende Gewichtsmenge des Wassers, so erhält man den Verlust an lebendiger Kraft während dieses Zeitabschnittes:

$$V = \frac{(v - v_1^2)}{2 g} \cdot G_2.$$

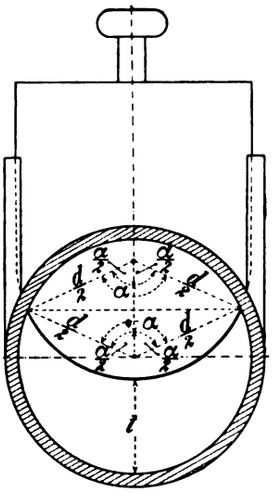


Fig. 67. Z. A.: Reguliervorrichtungen in zylindrischen Rohrleitungen.

Es hat aber die während des Zeitabschnittes zum Ausfluß kommende Wassermenge dasselbe Gewicht und da alle Wasserteilchen nacheinander denselben Verlust erleiden, so folgt, daß der durch die plötzliche Verengung und durch die Wirbelbildungen herbeigeführte Verlust an lebendiger Kraft gleich sein wird dem Produkt aus dem Gewicht der Ausflußmenge und die dem Geschwindigkeitsverlust entsprechende Druckhöhe h wird sein:

$$h = \frac{(v - v_1)^2}{2 g} \quad \ldots \quad 1)$$

Die plötzliche Geschwindigkeitsveränderung wird also einen Druckhöhenverlust hervorrufen, welcher durch die dieser Geschwindigkeitsveränderung entsprechenden Geschwindigkeitshöhe gemessen wird.

Bedeutet:

f den Querschnitt der Rohrleitung,
f_1 „ „ „ Durchflußöffnung der Reguliervorrichtung (Verengung),
v die Geschwindigkeit des Wassers im Rohr,
v_1 die Geschwindigkeit des Wassers im zusammengedrängten Querschnitt,
ω den Koeffizienten für die Kontraktion, welche das Wasser hinter der Verengung erfährt, dann ist der Querschnitt des zusammengedrängten Wasserstrahles $f = \omega \cdot f$ und die Geschwindigkeit des Wassers in diesem Querschnitt:

$$v_1 = \frac{f \cdot v}{f_2} \quad \text{oder} \quad v_1 = \frac{f \cdot v}{\omega \cdot f_1}$$

der Druckhöhenverlust infolge der Verengung ist nach Formel 1:

$$h = \frac{(v - v_1)^2}{2 g}$$

$$\text{oder} \quad h = \left(\frac{f \cdot v}{\omega \cdot f_1} - v\right)^2 - \left(\frac{f}{\omega \cdot f_1} - 1\right)^2 - \frac{v^2}{2 g};$$

daher der Widerstandskoeffizent:

$$\xi = \left(\frac{f}{\omega \cdot f_1} - 1\right)^2.$$

1. Beispiel: Eine Rohrleitung von 15 cm Durchmesser liefert in der Stunde 23 cbm Wasser. Welche Stellung hätte man dem in derselben angebrachten Schieber zu geben, wenn nur 10 cbm in der Stunde ausfließen sollen.

Die durch den Schieber bewirkte Verengung ist bei zylindrischen Rohrleitungen sichelförmig (Fig. 67).

Da die Geschwindigkeiten in dem Verhältnis 23 : 10 stehen, so ist demnach die Geschwindigkeit für die größere Ausflußmenge

(23 cbm) $\frac{23}{10}$ mal so groß als bei der kleineren Ausflußmenge (10 cbm). Die Ausflußmengen sind aber den Quadratwurzeln der Ausflußgeschwindigkeiten bezw. den Druckhöhen proportional. Daher verhält sich, wenn man bei den verschiedenen Druckhöhen h und h_1, die Geschwindigkeiten mit v und v_1 und die Ausflußmengen mit Q und Q_1 bezeichnet:

$$Q : Q_1 = \sqrt{h} : \sqrt{h_1}$$

oder $$Q : Q = v : v_1$$

oder $$h : h_1 = 529 : 100$$

Demnach ist auch die Geschwindigkeitshöhe bei der größeren Ausflußmenge $\frac{529}{100}$ mal so groß als bei der kleineren; infolgedessen wird durch den Schieber ein Widerstand hervorgerufen, dessen Koeffizient:

$$\xi = \frac{529}{100} - \frac{100}{100} = \frac{429}{100} = 429.$$

Eine Stellhöhe des Schiebers von $\frac{4}{8} = 0{,}5$ entspricht nach Weisbach einem Widerstandskoeffizienten von $\xi'_s = 2{,}06$ und eine Stellhöhe von $\frac{5}{8} = 0{,}625$ einem Widerstandskoeffizienten $\xi''_s = 5{,}52$ (siehe Tabelle 1).

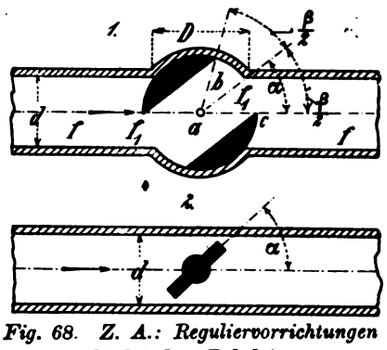


Fig. 68. Z. A.: Reguliervorrichtungen in zylindrischen Rohrleitungen.

Der Wert des Widerstandskoeffizienten $\xi_s = 4{,}29$ ist kleiner als $\xi''_s = 5{,}52$ und größer als $\xi'_s = 2{,}06$. Folglich muß auch der Wert der Stellhöhe des Schiebers für ξ_s kleiner sein als 0,625 und größer als 0,500. Die Stellhöhe des Schiebers ergibt sich daher für den Widerstandskoeffizienten ξ_s zu:

$$s = 4 + \frac{4{,}29 - 0{,}50}{\underline{5{,}52 - 0{,}50}} = \frac{4{,}755}{8} = 0{,}594.$$

Es ist aber $\cos \frac{1}{2}\alpha = \frac{t}{2\frac{\vartheta}{2}} = 1 - s$ (Fig. 67),

oder $$\frac{t}{2\frac{\vartheta}{2}} = 1 - 0{,}594 = 0{,}406$$

und $$t = 2\frac{\vartheta}{2} \cdot 0{,}406 = 2 \cdot \frac{15}{2} \cdot 0{,}406 = 6{,}09 \text{ cm}.$$

2. Beispiel. In einer zylindrischen Rohrleitung von 18 m Länge und 5 cm Durchmesser, die 6 cbm Wasser in der Stunde liefert, ist ein gerader Hahn mit runder Bohrung angebracht. Es soll ermittelt werden, wieviel Wasser die Rohrleitung in der Stunde liefert, wenn der Hahn um 50° gedreht ist.

Bezeichnet:

f die Querschnittsfläche der Rohrleitung,
L „ Länge, ϑ den Durchmesser der Rohrleitung,
h „ Druckhöhe,
Q „ Ausflußmenge bei geöffneter Rohrleitung,
v „ Geschwindigkeit der Wassermenge bei geöffneter Rohrleitung,
Q_1 „ Ausflußmenge bei zum Teil geschlossener Rohrleitung,
v_1 „ Geschwindigkeit der Ausgußmenge beim Teil geschlossener Rohrleitung,
ξ_e den Widerstandskoeffizienten für den Eintritt des Wassers in die Rohrleitung = 0,505,
ξ_r „ Reibungskoeffizienten $= \frac{1}{33} = 0{,}0303$,
ξ „ Widerstandskoeffizienten für den Stellwinkel des Hahnes von 50° mit 52,6 (siehe Tabelle 2), alsdann verhält sich (Fig. 68, Skz. 1).

$$Q : Q_1 = f \cdot v : f_1 \cdot v_1 = \sqrt{\frac{2gh}{1 + \xi_e + \xi_r \cdot \frac{L}{\vartheta}}} : \sqrt{\frac{2gh}{1 + \xi_e + \xi_r \cdot \frac{L}{\vartheta} + \xi}}$$

oder $$Q : Q_1 = \frac{1}{\sqrt{12{,}513}} : \frac{1}{\sqrt{65{,}113}}$$

oder $$Q : Q_1 = \frac{1}{3{,}54} : \frac{1}{8{,}06} \text{ oder } Q_1 = \frac{6 \cdot 3{,}54}{8{,}06} = 2{,}64 \text{ cbm}.$$

Bei sehr langen Rohrleitungen kann für $1 + \xi_e = 0$ gesetzt werden.

3. Beispiel. Die zylindrische Rohrleitung (Fig. 68, Skz. 2) von 12 cm Durchmesser, in welcher eine Drehklappe oder ein Drosselventil eingebaut ist, liefert 24 cbm Wasser in der Stunde bei geöffnetem Rohre und 1 m Druckhöhe. Es ist zu untersuchen, welche Stellung dem Drosselventil gegeben werden muß, wenn in einer Stunde nur 18 cbm Wasser ausfließen sollen.

Die Querschnittsfläche der Rohrleitung ist $f = r^2 \cdot \pi = 6^2 \cdot 3{,}14 = 0{,}0113$ qm.

Die sekundliche Ausflußgeschwindigkeit bei geöffnetem Rohre ist $v = \frac{24}{60 \cdot 60 \cdot 0{,}0113} = 0{,}59$ m.

Der Ausflußkoeffizient ist: $\mu = \frac{v}{\sqrt{2gh}}$

oder $$\mu = \frac{0{,}59}{\sqrt{19{,}62 \cdot 1{,}0}} = \frac{0{,}59}{4{,}43} = 0{,}133$$

und der Widerstandskoeffizient $\xi = \left(\frac{1}{\mu}\right)^2 - 1$

oder $$\xi = \left(\frac{1}{0{,}133}\right)^2 - 1 = 56{,}55 - 1 = 55{,}55$$

Tabelle 1.

Die Versuche sind an einem Rohr von 4 cm Durchmesser vorgenommen worden.

Relative Stellhöhe s des Schiebers	0	$\frac{1}{8}$	$\frac{2}{8}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{4}{8}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{6}{8}$	$\frac{7}{8}$
Widerstandskoeffizient ξ	0,0	0,07	0,26	0,81	2,06	5,52	17,0	97.8

Tabelle 2.

Die Versuche sind an einem Rohr von 4,054 cm Durchmesser vorgenommen worden. Der Durchmesser des Hahnes betrug 6,17 cm und der Stellwinkel bei welchem der Ausfluß des Wassers aufhörte $82\frac{1}{8}°$.

Stellwinkel α	5°	10°	15°	20°	25°	30°	35°	40°
Querschnittsverhältnis $\frac{f_1}{f}$	0,926	0,850	0,772	0,692	0,613	0,535	0,458	0,385
Wiederstandskoeffizient ξ	0,05	0,29	0,75	1,56	3,10	5,47	9,69	17,3
Stellwinkel α	45°	50°	55°	60°	65°	$82\frac{1}{8}$		
Querschnittsverhältnis $\frac{f_1}{f}$	0,315	0,250	0,190	0,137	0,091	0		
Widerstandskoeffizient ξ	31,2	52,6	106	206	486	∞		

(Schluß folgt.)

Notiz.

Unter Nr. 261 077 wurde kürzlich ein von Hugo Junkers in Aachen konstruierter **Kreiselverdichter** patentiert mit Zwischenstufenkühlung mittels direkter und indirekter Kühlflächen innerhalb der Gaswege aller oder einzelner Stufen. Dieser kennzeichnet sich dadurch, daß die wärmeaufnehmenden Oberflächen im wesentlichen aus dünnen, in geringen Abständen voneinander, geraden oder gebogenen Zwischenwänden (sog. Lamellen oder Rippen) aus Blech bestehen, die wärmeleitend mit von Flüssigkeit bespülten Wandungen verbunden sind. Die Zwischenwände unterteilen dabei den Gasstrom in dünne Schichten, entziehen ihm die Wärme und leiten ihn weiter an die gekühlte Wandung.

Pumpen, Kompressoren, Gebläse, Ventilatoren, Exhaustoren etc.

Branchen-Ausgabe III des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur".

Schriftleitung: Ingenieur **F. Wilcke**, Leipzig.

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Ein neuer Westinghouse-Luftkompressor.

Mit Abbildungen, Fig. 69 u. 70.

Zusammenfassung. Beschrieben ist ein dreistufiger Kompressor mit aufrechtstehendem Zylinder, der sich hauptsächlich dadurch kennzeichnet, daß die Kühlung äußerlich und innerlich durch Luft erfolgt. Weiter sind die Zylinderwandungen ungewöhnlich dünn und außen mit Kühlrippen versehen. Die Überführung der komprimierten Luft vom einen Teile des Zylinders zum andern erfolgt in Kanälen.

Bei dem im Anschluß an die obige Maschine beschriebenen großen Kompressor für motorischen Antrieb erfolgt die Kühlung durch Luft bezl. Wasser. Auch ist bei ihm die Tourenzahl eine ziemlich hohe und beträgt an der Motorwelle 720 und an der Kompressorwelle 303 Touren in der Minute.

Ruhiges Arbeiten und kühle Luft, selbst bei hoher Außentemperatur kennzeichnen den neuen Typ.

Eine neue Maschine zum Verdichten von Luft, die imstande sein soll Luft auf einen Druck von 300 Pfund per □" zu bringen, ist in Fig. 69 u. 70 in zwei senkrechten Schnitten wiedergegeben. Kennzeichnend für sie ist zunächst die Kühlung. Der Kompressor wird nämlich mit Luft, sowohl von außen als auch von innen so sorgfältig gekühlt, daß die in ihm gewonnene zusammengepreßte Luft mit niedrigerer Temperatur entweicht als bei den alten Maschinen mit einstufigem und zweistufigem Betrieb.

Die Erbauerin der Maschine, die Westinghouse-Brake Company Ltd. in London behauptet, daß es ihr gelungen sei, in der Maschine einen Typ herzustellen, in dem im kleinsten Raum die größte Leistung erreicht werde. Die Maschine besitzt tatsächlich auch nur eine Höhe von 4′ 10¾″, eine Breite von 1′ 10″ und eine Tiefe von 1′ 5″, sowie ein Gewicht von 7 cwt.

Der Dampfzylinder der Maschine zeigt demgegenüber den Normaltypus aller Westinghouse-Maschinen, bei denen bekanntlich alle beweglichen Teile im Zylinderkopf untergebracht sind. Weiter wird mit dreistufiger Kompression gearbeitet.

Die Zusammenpressung der Luft in jeder Stufe wird durch einen Kolben besorgt, der in Verbindung mit dem Zylinder so gebaut ist, daß drei Druckstufen in einem einzigen Zylinder möglich werden.

Die Einrichtung erklärt sich an der Wirkungsweise:

Beim Aufgange des Kolbens wird Luft aus der Atmosphäre in die Kompressionskammer a eingesaugt. Das dazu erforderliche Einsaugventil sitzt in Fig. 69 rechts seitlich am Boden bei g. Beim anschließenden Niedergange des Kolbens wird die Luft zusammengepreßt und zuletzt durch das links am Boden derselben Skizze sichtbare Ventil ausgetrieben; sie gelangt durch den Kanal b in die Zwischenkammer c.

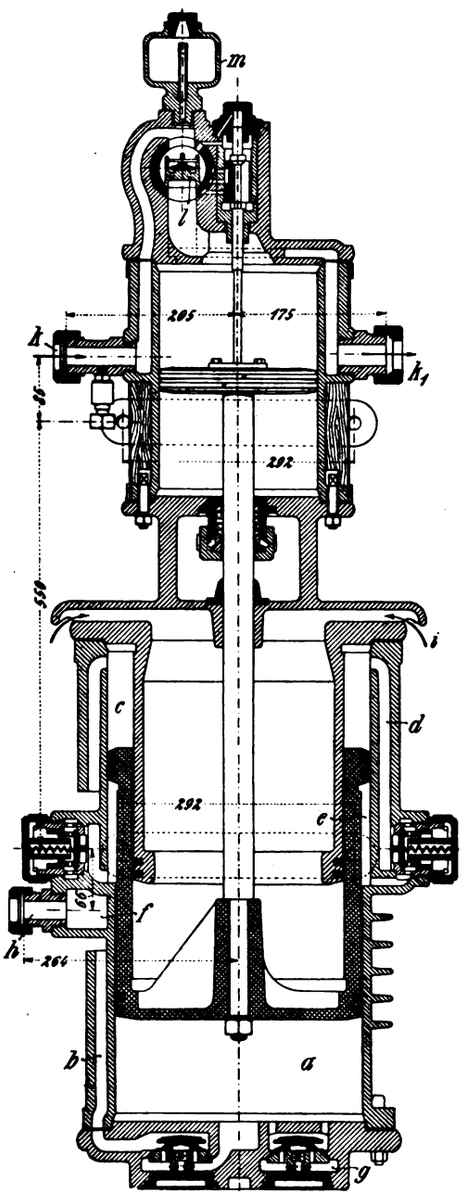


Fig. 69. Z. A.: Ein neuer Westinghouse-Luftkompressor.

Der folgende Aufgang des Kolbens führt zunächst eine neue Ladung frischer Luft in die Kammer a. Zur selben Zeit aber wird die vorher angesaugte Luft in der Ringkammer c weiter zusammengepreßt. Am Schluß des Hubes geht diese Luft durch die Leitung d und das rechts in halber Höhe am Zylinder sichtbare Ventil nach der Kammer e für die dritte Stufe. Der Fassungsraum der Kammer e vergrößert sich naturgemäß während des Aufganges vom Kolben, aber während des sich anschließenden Niederganges wird die Luft zum dritten Male zusammengepreßt und zwar jetzt auf den gewünschten Höchstdruck. Am Schluß der Kompression wird die Luft durch das Verteilungsventil, das in der Mitte der linken Seite vom Zylinder sichtbar ist, in den Auslaß für hochkomprimierte Luft f getrieben.

Das relative Volumen der Kompressionskammern wird durch den Durchmesser des Tauchkolbens und die radiale Tiefe des Vorsprunges, den die Kammer e bildet, bestimmt. Diese Abmessungen können so gewählt werden, daß die Kompression gleichmäßig auf die drei Kammern verteilt erscheint.

Man erkennt, daß ein Vorteil des neuen Kompressors vor allen Dingen darin besteht daß sowohl die äußeren als auch die inneren Wände der Kammern c und e infolge der ungehinderten Zirkulation der atmosphärischen Luft im hohlen Kolben und Zylinderdeckel gleichmäßig gekühlt werden. Weiterhin machen hier die Kolbenringe verpackte Stopfbüchsen überflüssig, solche sind deshalb auch nicht vorhanden.

Nachstehende Tabelle gibt das Resultat eines Versuches, der mit einem solchen Kompressor vorgenommen wurde; zum Vergleich sind die Resultate an einem normalen $8 \times 8\frac{1}{2}$ zölligen einstufigen Kompressor mit veröffentlicht.

Die Versuche wurden in der Weise durchgeführt, daß man Luft in ein Druckreservoir gegen einen konstanten Widerstand pumpte und ihr erlaubte durch ein Regulierventil in ein Reservoir von 89¾ cb-Fuß Inhalt zu entweichen und zwar so lange, bis der Druck in demselben um 5 Pfund gegen den Druck im Reservoir differierte. Die komprimierte Luft wurde dabei stets auf die Temperatur der umgebenden Luft heruntergekühlt, ehe sie in den Druckluftbehälter eingeleitet wurde. Zum Messen der Temperatur bediente man sich eines Thermometers, das 6 Fuß vom Verteilungsventil der Pumpe entfernt angebracht war. Bemerkenswert ist schließlich die Tatsache, daß die dreistufige Pumpe bei einer Umdrehung genau soviel ansaugte, wie die einstufige Pumpe bei zwei Umdrehungen.

Das oben beschriebene Verfahren wurde, wie hier noch angedeutet sei, von der genannten Firma auch bei größeren, durch

Kolbenhub Zoll e	Volumen per Kolbenhub in cbfuß: Dampf	Volumen per Kolbenhub in cbfuß: Luft	Druck in Pfund per Quadratzoll: Dampf	Druck in Pfund per Quadratzoll: Luftdruck im Behälter	Druck in Pfund per Quadratzoll: Luftinhalt vom Behälter	Temperatur der Luft beim Verlassen der Pumpe	Anzahl der Hübe in der Minute	cbfuß komprimierter Luft in der Minute	Pfund Dampf: insgesamt verbraucht beim Versuch	Pfund Dampf: per cbfuß komprimierter Luft	Kapazität, frische Luft in der Minute
Normale Luftpumpe von $8 \times 8^1/_2$"											
$10^5/_{16}$	0,3	0,338	175	120	115	300 bis 400	129	3,58	441	4,9	32
Dreistufige Luftpumpe von $6^1/_2 \times 12$"											
$10^5/_{16}$	0,198	0,675	175	120	115	178 bis 239	185	6,48	233	2,59	59

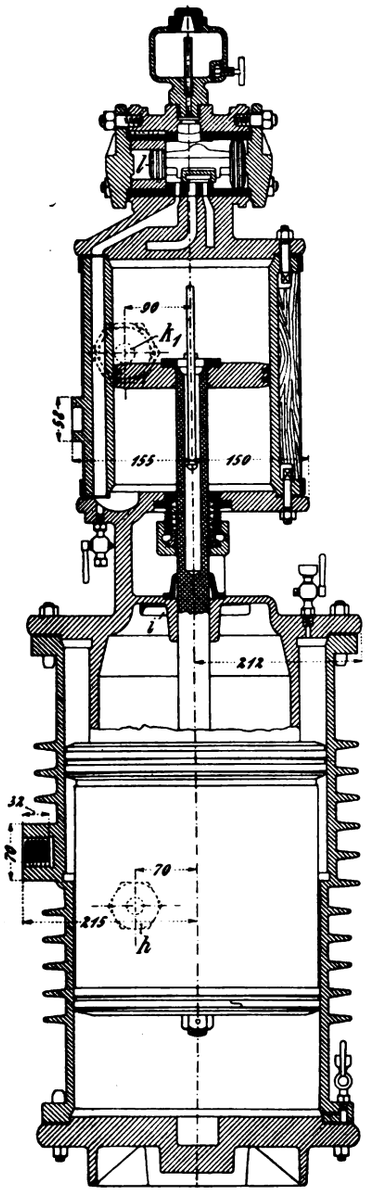


Fig. 70. Z. A.: Ein neuer Westinghouse-Luftkompressor.

Motoren betriebenen Pumpen zur Anwendung gebracht. Die betreffenden Kompressoren waren imstande je 150 cb.-Fuß Frischluft in der Minute anzusaugen, und wurden für die London-Brighton and South Coast Railway Company geliefert. Sie haben übereinstimmend eine Umlaufszahl von 303 in der Minute, ihre Motorwellen machen 720 Touren in der Minute. Die Motoren an sich arbeiten mit Einphasenstrom von 300 Volts und 25 Perioden. Als Kühlmittel für die Kompressor-Zylinder dient bei ihnen Luft, allerdings nur innerlich, äußerlich dagegen wird Wasser verwendet. Trotzdem die Luft auf 125 Pfund per □" komprimiert wird, soll, wie „Engineering" berichtet, bis heute eine Überhitzung der Zylinder noch nicht vorgekommen sein. Ebenso sollen die Motoren beim Arbeiten eine Leistung von 30 PS entwickeln.

C. K.

Mammut-Pumpe und Mammut-Bagger in der Zuckerfabrik.

Mit Abbildungen, Fig. 71 u. 72.

Zusammenfassung. Nach Beschreibung der Mammut-Pumpe geht der Verfasser auf die Verwendung derselben in der Zuckerfabrikation ein und weist zunächst darauf hin, daß die Mammut Pumpe mit Erfolg zum Transport von Rüben, sowie von Schwemmwasser zu brauchen ist. Er bemerkt dann weiter, daß sich aus der Mammut-Pumpe im Laufe der Zeit der Mammut-Bagger entwickelt hat, der sich mit besonderen Vorteil zum Transport von Schwemmwasser und stark sandhaltigen Wassern verwenden läßt. Eine Anzahl Abbildungen veranschaulicht die Verwendungsmöglichkeiten, während zwei besondere Abschnitte sich mit der Berechnung der Betriebskosten der Mammut-Pumpe und derjenigen der Mammut-Bagger-Anlage befassen. Zum Schluß sind zwei Beispiele der Anordnung der Mammut-Pumpe zum Heben von reinem Wasser gegeben und die Einrichtung des zur Pumpe erforderlichen Kompressors kurz besprochen. W.

Kaum ein Pumpentyp hat bei seinem Auftreten solches Aufsehen erregt als die Mammut-Pumpe, aber auch kaum einer ist in seiner Wirkungsweise der Allgemeinheit, ja selbst erfahrenen Technikern so wenig bekannt als gerade die Mammut-Pumpe; sie sei deshalb im Folgenden zunächst erläutert.

Die Mammut-Pumpe arbeitet mit Druckluft und besteht aus Förder- und Druckluftleitung. Beide Leitungen werden an ihren unteren Enden in geeigneter Weise durch ein Fußstück verbunden.

Für die Hebung von Wasser mittels einer Mammut-Pumpe ist es notwendig, daß das erwähnte Rohrsystem bei kleineren und mittleren Förderhöhen $^1/_2$ bis $^2/_3$ seiner Länge, mit dem Fußstück nach unten, senkrecht in das Wasser getaucht wird.

Wird Preßluft durch die erwähnte Luftleitung in das Fußstück der Mammut-Pumpe eingeführt, so steigt die Luft infolge ihres Auftriebes in dem im Förderrohr enthaltenen Wasser in die Höhe und bildet dadurch ein Gemisch von Wasser und Luft, wodurch das spezifische Gewicht der Wassersäule innerhalb der Förderleitung vermindert wird.

Nach dem Gesetz der kommunizierenden Röhren steigt somit der Wasserspiegel innerhalb des Förderrohres gegenüber demjenigen außerhalb desselben. Sobald nun eine so große Luftmenge zugeführt wird, daß ein Steigen des Flüssigkeitsspiegels innerhalb der Förderleitung über den Ausguß der Mammut-Pumpe hinaus stattfindet, erfolgt die beabsichtigte Förderung von Wasser. Um ein kontinuierliches Arbeiten der Mammut-Pumpe zu erreichen, ist nur für die stetige Zuleitung einer ausreichenden Wasser- und Luftmenge zu sorgen.

Die Firma A. Borsig in Tegel liefert die Mammut-Pumpe für alle Förderhöhen und Fördermengen von 25 l Wasser in der Minute angefangen.

Ausgeführt sind, soviel wir hören, derartige Mammut-Pumpen-Anlagen bisher bis zu einer Fördermenge von 72 cbm Wasser in der Minute und für eine Förderhöhe von über 300 m. Es sind Mammut-Pumpen in Betrieb, bei denen der Kraftverbrauch der Antriebskompressoren ca. 5000 PS beträgt.

Infolge der Expansion der eingeführten Druckluft sinkt die Temperatur der Flüssigkeit während des Hebungsprozesses nach angestellten Versuchen von Professor Josse um ca. $1^1/_4$ gegenüber der Temperatur vor der Hebung. —.

Dies zum Verständnis der Pumpe selbst!

Schon kurz nach der Einführung der ersten Mammut-Pumpe begann deren Erbauerin aber auch schon mit Versuchen, ebendiese Pumpen für die Verwendung in der Zuckerfabrikation auszubilden. Gerade für diese nämlich hat die Pumpe insofern einen speziellen Wert, als sie ebensogut zum Heben der Rüben, wie der schmutzigen Schwemmwässer zu brauchen ist. Zumal zur Beseitigung der Schwemmwässer, wenn diese noch gehoben werden müssen, bevor der sich in der Trübe befindende Schlamm ausgeschieden ist, ist die Mammut-Pumpe wie keine zweite geeignet. Und Tatsache bleibt es, daß die Beseitigung der Schwemmwässer, bevor der Schlamm aus ihnen ausgeschieden ist, vielen Fabriken große Schwierigkeiten bereitet.

Trotzdem nun aber die Mammut-Pumpe die an sie gestellten Forderungen mit bezug auf die Hebung der Abwässer bisher immer erfüllte, ergab es sich doch, daß ihre Aufstellung nicht überall möglich war. Es waren eben die Vorbedingungen für ein günstiges Arbeiten der Mammut-Pumpe nicht immer vorhanden. So bedient man sich für die Ausscheidung des Schlammes aus dem Schlammwasser heute im allgemeinen der sog. Klärteiche. Die technische Ausführung derselben ist jedoch nicht immer eine derartige, daß sie ihren Zweck auch erfüllen. Auf Grund dessen hat man, um nur einen Fall aus den vielen herauszugreifen, vielfach in den Klärteichen einen größeren Gefällverlust des den Klärteich passierenden Wassers zu beklagen. — Außerdem ist bei fast allen Klärteichen in Zuckerfabriken der Übelstand vorhanden, daß bei Beginn der Kampagne der Klärteich einen großen Inhalt bzw. Klärquerschnitt hat. Dagegen ist sein Inhalt am Schlusse der Kampagne häufig so zusammengeschrumpft, daß die Klärung des Schwemmwassers nicht mehr so vollkommen erfolgt, wie man es für den Betrieb einer Zuckerfabrik voraussetzen sollte. Der Grund hierfür ist eben darin zu suchen, daß der aus der Trübe sich ausscheidende Schlamm, während der Dauer der ganzen Kampagne am Boden des Klärbassins sich ansammelt und somit den Inhalt bzw. Klärquerschnitt des Klärteiches mehr und mehr verkleinert. Der im Teich im Laufe einer ganzen Kampagne sich ansammelnde Schlamm wird nach Stillsetzung des Betriebes von Hand ausgeschlagen und forttransportiert.

Anstelle dieses teuren und nicht immer praktischen Verfahrens soll nun die weiter unten beschriebene, unter dem Namen „Mammut-Bagger“ zur Ausführung gelangende Transportvorrichtung von Schlamm Verwendung finden.

Der Mammut-Bagger (D. R. P.) arbeitet seit längerer Zeit mit Erfolg in Betrieben verschiedenster Art, darunter Werken, die sich mit der Aufbereitung von Kohlen und Erzen beschäftigen und dabei ca. 50 cbm Schlamm in der Stunde zu transportieren haben. —.

In der Aufbereitung von Rüben zeigt sich immer mehr das Bestreben, große Rübensilos von ⌵-Profil herzustellen. Die Anordnung der Breite dieser Rübensilos, der Höhe über und unter Tage ist bekanntlich von Fall zu Fall näher zu bestimmen. Für die Bestimmung der Tiefe des Silos unter Tage ist in der Hauptsache die Entfernung des Silos sowohl von der Rübenwäsche als auch vom Grundwasserspiegel maßgebend.

Der Bodenfläche des Rübensilos gibt man, wenn der anstehende Boden dieses zuläßt, im allgemeinen einen Böschungswinkel $\gamma = 50^0$. An vielen Stellen wird es indessen schwer fallen, einen so steilen Neigungswinkel zu wählen, weil dadurch die Sohle des Schwemmkanals sehr tief zu liegen kommen würde. Außerdem würde der untere Teil des Rübensilos infolge des spitzen Winkels keinen nennenswert großen Fassungsraum aufweisen, d. h. es würde ein Profil mit weniger geneigtem Boden bequemer sein. Die Querschnitte beider Profile würden jedoch gleich groß sein und damit würden beide Rübenlager auch die gleiche Rübenmenge zu bergen vermögen. Indessen hat ein Profil mit geringerer Neigung den Nachteil, daß sich die Rüben aus den Silos, besonders bei großen Tagesleistungen, schwer in den Schwemmkanal bringen lassen, weil sie von Hand hineingeworfen werden müssen, was bei den steilen Böschungswinkeln nicht nötig sein würde.

Damit das Einwerfen der Rüben von Hand auch bei Wahl eines weniger geneigten Profils ⩛ vermieden wird, empfiehlt Borsig, anstelle der Rübengabel einen Wasserstrahl zu nehmen, unter dessen Einwirkung die Rüben in den Schwemmkanal geleitet werden. Die Verwendung des Wasserstrahles hat den doppelten Vorteil, daß die Abräumung der Rüben aus den Silos in den Schwemmkanal selbst bei großer Tagesleistung durch einen Mann besorgt werden kann, und zweitens, daß die Rüben infolge des Abspritzens mit Wasser zum größten Teil von dem ihnen anhaftenden Sand befreit werden. Allerdings setzt die Anwendung dieses Verfahrens gemauerte Rübensilos voraus. Das Abspritzen ist demgemäß als eine Art „Vorwäsche“ anzusehen und durch dasselbe wird der größte Teil des Schmutzes, der sonst in der Rübenwäsche zur Abscheidung gelangt, bereits vorher ausgeschieden.

Da für das Abspritzen der Rüben nur eine verhältnismäßig geringe Wassermenge, welche auf einen geringen Überdruck verdichtet werden muß, in Frage kommt, wird das Verfahren ebenso billig wie einfach sich stellen. Ganz besonders wird sich dieses Verfahren empfehlen, sofern die Rüben nach erfolgtem Abschwemmen durch eine Mammut-Pumpe gehoben werden. Erfahrungsgemäß werden die Rüben in der Mammut-Pumpe einen Waschprozeß unterworfen, der so gut verläuft, daß man mit einer erheblichen Entlastung der Waschmaschinen rechnen darf. Die Folge davon ist daß bei Verwendung der Mammut-Pumpe eine nicht leistungsfähige Wäsche wieder dem Betrieb angepaßt und bei Neubauten kleinere Waschmaschinen als sonst vorgesehen und demzufolge an Kraft gespart werden kann. Es ist weiter auch möglich, sich von der bisher üblichen Wäsche (Quirlwäsche) freizumachen und einfacheren Waschmaschinen mit geringerem Kraft- und Raumbedarf zuzuwenden.

Sollte es trotz der Verminderung der Tiefe der Rübenlager durch das eben beschriebene Profil nicht möglich sein, mit dem Schwemmkanal bei einem für das Abschwemmen der Rüben ausreichenden Gefälle in einer abnehmbaren Tiefe bei der Waschmaschine anzukommen, so legt man den Schwemmkanal stufenartig a c d an und stellt bei b eine Mammut-Pumpe b auf; diese hätte dann die im Schwemmkanale auf der Strecke a—b zugetriebenen Rüben so hoch zu heben, daß sie mit dem gehobenen Schwemmwasser durch den Schwemmkanal c—d zur Wäsche geleitet werden.

Sollte es erforderlich sein, die Rüben nebst dem Schwemmwasser an der Wäsche nochmals zu heben, so kommt am einfachsten neben der ersterwähnten noch eine zweite Mammut-Pumpe zur Aufstellung, deren Anordnung durch Fig. 71 näher veranschaulicht wurde. Diese hebt in Fig. 71 die Rüben gleich in die Wäsche. Zwischen beide ist ein Sandfang geschaltet. Fig. 72 zeigt als zweites Beispiel der Anwendung der Mammut-Pumpe eine Anlage mit schwimmender Schwemmrinne, wie sie die Zuckerfabrik „De Klingelbeek“ in Arnheim besitzt.

Interessieren dürfte es, zu hören, daß die reinen Betriebskosten nicht höher sind als bei anderen Hubwerken. Für die Hebung von 800 kg Rüben, welche in einer siebenmal größeren Wassermenge schwimmen, auf eine Höhe von 5 m beträgt der Arbeitsverbrauch des Luftkompressors der Mammut-Pumpe 27,5 PS$_e$ oder ca. 32,5 PS$_i$ im Dampfzylinder. Bei Verwendung eines schwach überhitzten Dampfes mit einer Spannung von 10 at. stellt der Dampfverbrauch sich auf ca. 12,6 kg für die PS und Stunde. Der Gesamtdampfverbrauch beträgt demnach auf die Stunde:

$$32{,}5 \cdot 12{,}6 = \text{rd. } 410 \text{ kg.}$$

Die Wärmemenge dieses Dampfes stellt sich auf:

$$663 \cdot 410 = 271830 \text{ Kalorien.}$$

Da nun der Abdampf der Kompressormaschine zu Heizzwecken Verwendung findet, sei ein Gegendruck am Auslaßstutzen von 0,5 at. angenommen.

Die aus dem Dampfzylinder tretende Wärmemenge stellt sich demnach auf $640 \cdot 410 = 262400$ Kalorien. Für die Hebung der Rüben sind demnach im Innern des Dampfzylinders:

$271830 - 262400 = 9430$ Kalorien aufgewendet worden.

Bei der Voraussetzung, daß 1 kg Kohlen ca. 6800 Kalorien entwickelt und im Dampfkessel eine Ausnutzung der Kohlen von 70% statthat, ergibt sich ein effektiver Kohleverbrauch von

$$\frac{9430}{6800} \cdot 0{,}7 = \text{rd. } 2 \text{ kg in der Stunde.}$$

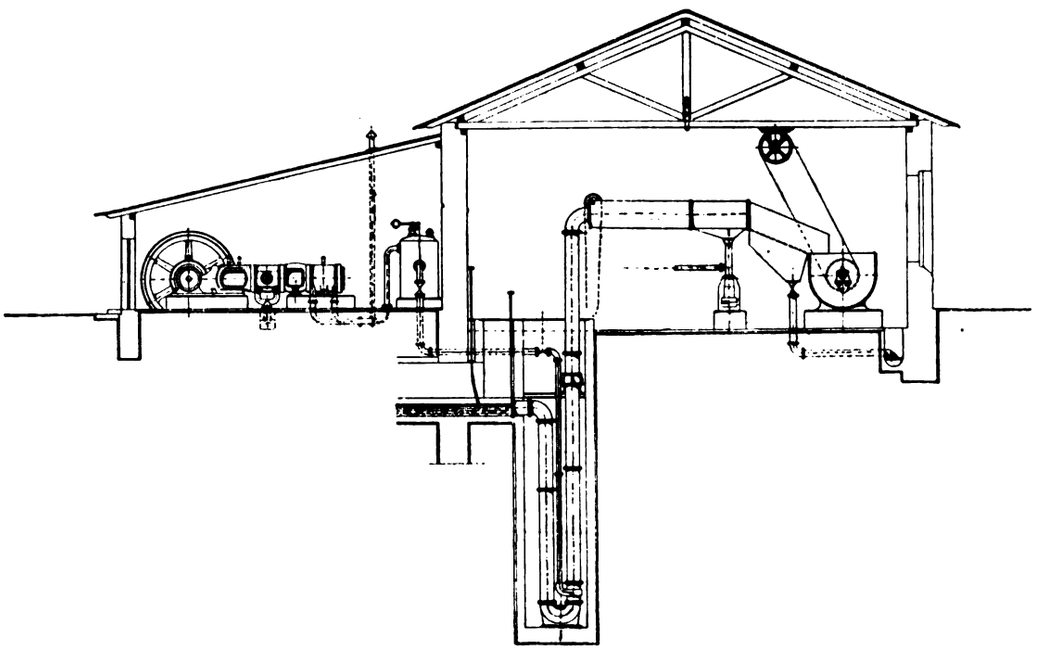


Fig. 71. Z. A.: Mammut-Pumpe und Mammut-Bagger in der Zuckerfabrik.

In einer Stunde werden $800 \cdot 60 = 48000$ kg oder 960 Zentner Rüben gehoben.

Bei Berücksichtigung eines Kohlenpreises von M. 2.— für 100 kg stellen sich die Betriebskosten für die Hebung von 100 Zentner Rüben auf eine Höhe von 5 m demnach auf 0,4 Pf. oder rd. ½ Pf.

Aus der vorstehenden Aufstellung geht übrigens hervor, daß die Höhe des Arbeitsverbrauches in den Betrieben der Zuckerfabriken keine so große Rolle spielt, wie in anderen Betrieben, in denen der Abdampf der Maschinen nicht so vorteilhaft Verwendung findet wie hier. In manchen Zuckerfabriken wird noch heute zum Kochen außer dem Abdampf der Maschinen noch Frischdampf aus den Kesseln genommen.

(Fortsetzung folgt.)

Reguliervorrichtungen in zylindrischen Rohrleitungen.

Von **W. Schulz**, Ingenieur.

(Schluß aus Heft 19.)

Berichtigung.

Auf Seite 35, Heft 19, rechte Spalte, Zeile 18 von oben, bitte zu lesen statt:

$$V = \frac{(v - v_1^2)}{2 \cdot g} \cdot G_2; \qquad V = \frac{v - v_1)^2}{2 \cdot g} \cdot G_2.$$

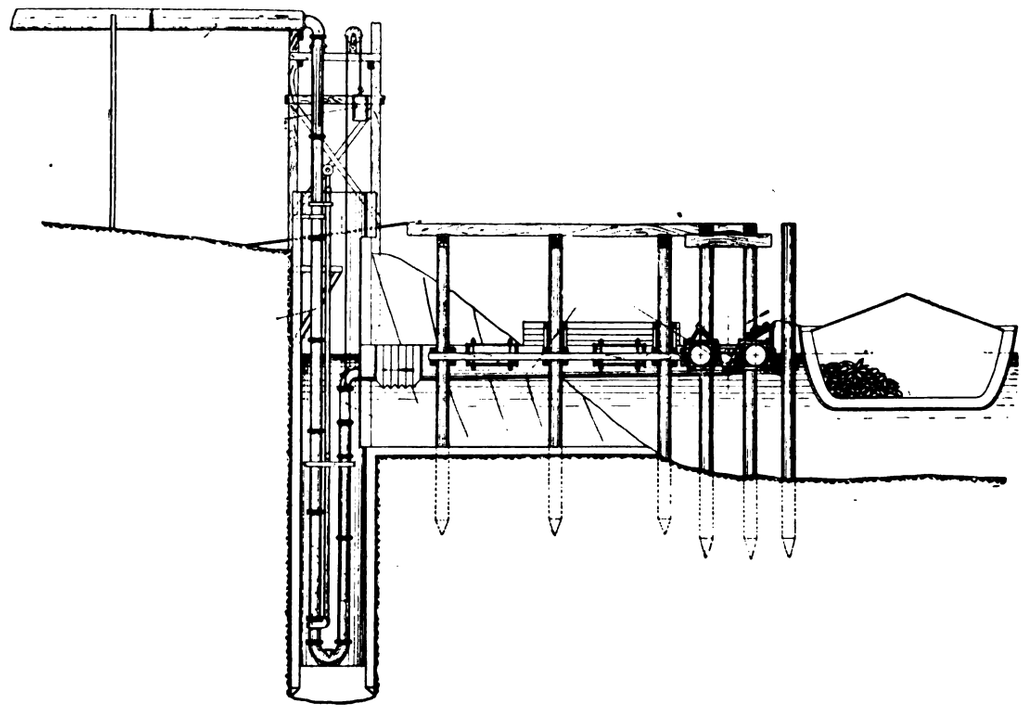


Fig. 72. Z. A.: Mammut-Pumpe und Mammut-Bagger in der Zuckerfabrik.

Ist das Ventil nun so geöffnet, daß nur 18 cbm zum Abfluß gelangen, so ist die Geschwindigkeit des Wassers $v_1 = \frac{18}{24} \cdot v = \frac{3}{4} \mu \sqrt{2 g h}$ und $\mu_1 = \frac{3}{4}\mu = \frac{3}{4} \cdot 0{,}133 = 0{,}100$.

Dann ist der Widerstandskoeffizient

$$\xi_1 = \left(\frac{1}{0{,}100}\right)^2 - 1 = 100 - 1 = 99.$$

Der Reibungskoeffizient ist für die Ausflußgeschwindigkeit $v = 0{,}59$ nach Tabelle 4, $\xi_r = 0{,}0267$ und für $v_1 = \frac{3}{4} \cdot 0{,}59 = 0{,}443$,

$$\xi_r = 0{,}0289.$$

Tabelle 3.

Die Versuche sind an einem Rohr von 12,768 qcm Querschnittfläche vorgenommen worden.

Stellwinkel α	5°	10°	15°	20°	25°	30°	35°
Widerstandskoeffizient ξ	0,241	0,518	0,897	1,539	2,513	3,913	6,220
Stellwinkel α	40°	45°	50°	55°	60°	70°	
Widerstandskoeffizient ξ	10,844	18,30	32,37	60,18	115,83	1076,9	

Alsdann erhält man den Widerstandskoeffizienten für das Drosselventil: $\xi = 99 - 55{,}55 \cdot \frac{289}{267} = 99 - 59{,}99 = 39{,}01$.

Nach Tabelle 3 ist aber der Widerstandskoeffizient ξ für einen Stellwinkel des Ventils:

$$\alpha = 50°, \ \xi = 32{,}37 \text{ und } \alpha = 55°, \ \xi = 60{,}18.$$

Daher ergibt sich der Stellwinkel:

$$\alpha = 50° + \frac{39{,}01 - 32{,}37}{60{,}18 - 32{,}37} \cdot 5°$$

oder $$\alpha = 50° + 1{,}1° = 51{,}1°.$$

Zusammenstellung der nach den Weisbach schen Versuchen ermittelten Widerstandskoeffizienten ξ für den Durchgang des Wassers durch Reguliervorrichtungen in zylindrischen Rohrleitungen und zwar:

Tabelle 1: Durchgang des Wassers durch Schieber, } Heft 19.
„ 2: „ „ „ „ Hähne, }
„ 3: „ „ „ „ Drehklappen oder Drosselventile.

Bei anderen Hähnen als den von Weisbach benutzten ist der Widerstandskoeffizient nicht nach dem Wert des Stellwinkels α, sondern nach dem Wert des Querschnittverhältnisses $\frac{f_1}{f}$ aus der Tabelle zu entnehmen. Das Querschnittverhältnis kann wie folgt ermittelt werden.

Bedeutet:

ϑ = der Durchmesser der Rohrleitung,

D = der Durchmesser des Hahnes,

β = der Stellwinkel des Hahnes in Grad, bei welchem das Rohr geschlossen ist,

α = ein Stellwinkel in Grad, bei welchem der verengte Querschnitt den Wert f_1 hat. Dann ist (Fig. 68, Skz. 1, Heft 19):

$$\sin \frac{\beta}{2} = \frac{ab}{ac} = \frac{\frac{\vartheta}{2}}{\frac{D}{2}} = \frac{\vartheta}{D}.$$

Das Querschnittverhältnis ergibt sich aus:

$$\frac{f_1}{f} = \frac{\varrho}{180} - \frac{\sin \varrho}{\pi},$$

worin ϱ ein Hilfswinkel, der sich durch die Gleichung bestimmen läßt: $\cos \frac{\varrho}{2} = 1 - \pi \frac{D}{\vartheta} \cdot \frac{\beta - \alpha}{360}$.

Tabelle 4.

Reibungskoeffizienten ξ_r des Wassers.

Geschwindigkeit v des Wassers in m	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
Reibungskoeffizient ξ_r	—	0,0443	0,0356	0,0317	0,0294	0,0278	0,0266	0,0257	0,0250
Geschwindigkeit v des Wassers in m	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7
Reibungskoeffizient ξ_r	0,0244	0,0239	0,0234	0,0230	0,0227	0,0224	0,0221	0,0219	0,0217
Geschwindigkeit v des Wassers in m	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6
Reibungskoeffizient ξ_r	0,0215	0,0213	0,0211	0,0209	0,0208	0,0206	0,0205	0,0204	0,0203
Geschwindigkeit v des Wassers in m	2,7	2,8	2,9	3,0	3,1	3,2	3,3	3,4	3,5
Reibungskoeffizient ξ_r	0,0202	0,0201	0,0200	0,0199	0,0198	0,0197	0,0196	0,0195	0,0195

November 1913.

Pumpen, Kompressoren, Gebläse, Ventilatoren, Exhaustoren etc.

Branchen-Ausgabe III des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur".

Schriftleitung: Ingenieur F. Wilcke, Leipzig.

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Der Analysator „Hydro"

(Bauart Borchers).

Mit Abbildung, Fig. 74.

Zusammenfassung. Beschrieben und in seiner Wirkungsweise klargelegt ist ein zur selbsttätigen Registrierung des Gehaltes an Ammoniak von Flüssigkeiten bestimmter Analysenapparat, der besonders in Gasanstalten, Kokereien u. ähnl. Betrieben zur Kontrolle der Abwässer dient.

Die selbsttätige Registrierung des Ammoniakgehaltes beliebiger Flüssigkeiten erfolgt im Analysator „Hydro" unter Benutzung der Erscheinung, daß das Ammoniak durch Hypobromite und Hypochlorite zersetzt wird. Hierbei entsteht gasförmiger Stickstoff in einer dem Ammoniakgehalt der analysierten Flüssigkeit proportionalen Menge. Die chemische Formel für eine solche Reaktion ist beispielsweise für Salmiaklösungen und Natriumhypobromitlösung:

$$3\,NaBrO + 2\,NaOH + 2\,NH_4Cl =$$
$$= \underline{2\,N} + 2\,NaCl + 5\,H_2O + 3\,NaBr.$$

Der bei dieser selbsttätig immer wiederholten Reaktion freiwerdende Stickstoff wird selbsttätig gemessen und registriert. Das Diagramm zeigt das Ammoniak direkt in Prozenten oder in Gramm per Kubikmeter an.

Der Gang der Analyse ist folgender:

Von der zu analysierenden Flüssigkeit wird eine bestimmte Probemenge abgemessen und mit überschüssiger Hypobromitlösung vermengt. Der gesammelte Stickstoff geht in eine Meß- und Registriervorrichtung. Die Reihenfolge dieser Vorgänge wird durch zwangläufige Steuerungen gesichert bzw. hervorgerufen durch beständigen Wasserzufluß in ein hydraulisches Triebwerk, das in bestimmten Zeiträumen Druckluft von bestimmtem Druck erzeugt. Diese Druckluft betätigt die Steuerung und dient zur Bewegung der Flüssigkeiten.

Die Einrichtung und Wirkungsweise des der Hydro-Apparate Bauanstalt (J. von Geldern & Co.) in Düsseldorf patentierten Apparates sei im Einzelnen an Hand der schematischen Zeichnung, Fig. 74 erläutert.

Die nötigenfalls zu klärende und zu kühlende Flüssigkeit fließt bei 50 beständig zu. Durch einen Überlauf 51 stellt sie sich im Gefäß 53 und dem damit kommunizierenden Meßgefäß 60 auf ein konstantes Niveau. Ebenso stellt sich die in der Vorratflasche 25 enthaltene Hypobromitlösung in dem Meßgefäß 66 auf ein bestimmtes Niveau. Dieses letztere ist durch die Mündung des Luftrohres 23, 24 in der als Mariottesche Flasche wirkenden Vorratflasche 25 gegeben.

Wirkt nun Druckluft aus dem Rohr 70 auf die in den Meßgefäßen 60 und 66 enthaltenen Flüssigkeiten, so werden diese, wie aus der Skizze leicht ersichtlich, durch die Rohre 30 bzw. 31 in das Gefäß 32 befördert. Hier sind einige Prallflächen in Form von Kugeln angeordnet, die eine intensive Mischung der Flüssigkeiten bewirken, wobei die Entbindung des Stickstoffe vor sich geht. Die Flüssigkeit fließt durch den hydraulischen Verschluß 64 kontinuierlich ab. Der Luftraum des Reaktionsgefäßes 32 steht einerseits mit der Registrierglocke 12 und andererseits mit der Atmosphäre durch Rohr 14 in Verbindung. Bevor nun die Mischung der Flüssigkeiten und die Stickstoffentwicklung beginnt, wird durch die Druckluft aus 70 die Sperrflüssigkeit aus dem Steuerungsgefäß 61 nach 62 verdrängt, wodurch die Öffnung des Rohres 14 verschlossen wird. Entwickelt sich jetzt im Reaktionsgefäß 32 Stickstoff, so bleibt demselben kein anderer Ausweg, als der unter die Glocke 12, die er je nach seiner Menge mehr oder weniger anhebt. Der Hub der Glocke wird durch Faden 11 über die Rolle 9 auf das Schreibzeug 10 16 übertragen, so daß auf der Trommel 8 des Uhrwerkes ein Strich verzeichnet wird, dessen Länge dem Glockenhub und damit dem Ammoniakgehalt entspricht.

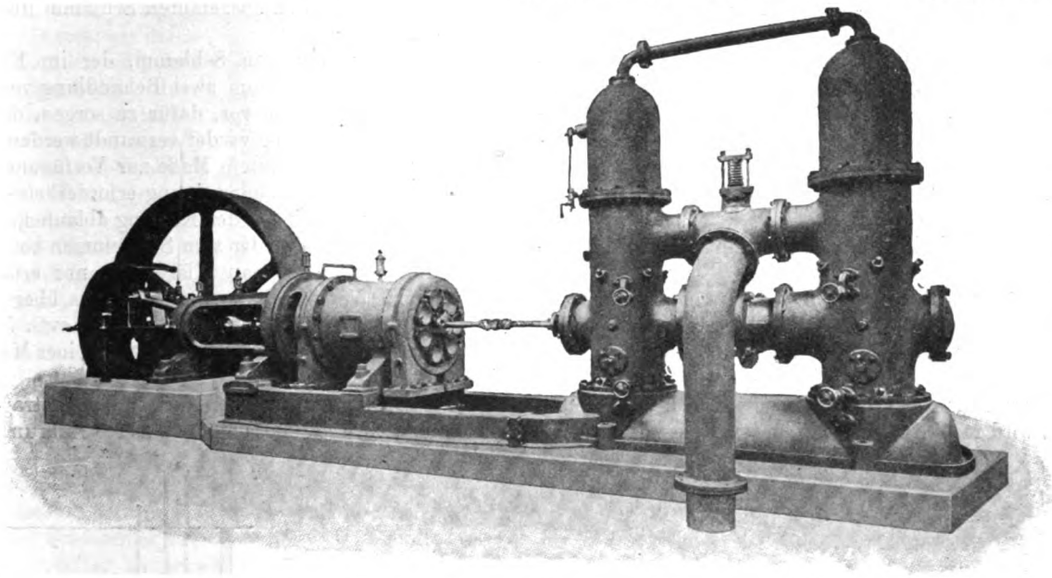


Fig. 73. Z. A.: Mammut-Pumpe und Mammut-Bagger in der Zuckerfabrik.

Da der Reaktionsraum während der Dauer der Stickstoffentwicklung abgeschlossen ist, würde eine durch irgendwelche innere oder äußere Einflüsse auftretende Temperaturänderung sein Gasvolumen verändern. Diese Volumenänderung würde auf die Glocke 12 wirken und eine falsche Anzeige verursachen. Nun ist aber das Reaktionsgefäß von einem großen Luftbehälter 34 allseitig umschlossen, auf den die Temperaturschwankung in der gleichen Weise wirkt, und der zu der gleichen Zeit von der Atmosphäre abgeschlossen wird, wie der Reaktionsraum. Der Luftraum 34 ist durch das Rohr 19 einerseits mit der Atmosphäre, andererseits mit dem Gefäß 38 verbunden. Die erstere Verbindung wird im Gefäße 62 durch die steigende Sperrflüssigkeit vor Beginn der Reaktion unterbrochen und die Volumenänderung vom Luftbehälter 34 bewirkt hiernach ein Steigen oder Fallen der Flüssig

keit in Gefäß 38 und dementsprechend auch im Gefäß 39. In das Gefäß 39 taucht aber der als Kolben ausgebildete Körper des Schreibzeuges 10 ein, dessen Auftrieb von der Tauchtiefe abhängt.

Angenommen, die Temperatur sei während einer Reaktion gestiegen, so daß sich das Gas im Gefäß 32 um 5 ccm ausdehnt und damit einen Hub der Glocke 12 von 1 cm verursachen würde. Da die Luft in Raum 34 sich ebenfalls ausdehnt, so verdrängt sie die Flüssigkeit aus dem Behälter 38 nach 39 und vergrößert dadurch den Auftrieb des Kolbens 10 um so viel, daß er einen Hub von 1 cm machen würde, also ebensoviel wie die Glocke 12. Da Glocke und Kolben einander entgegenwirken, kommt eine Bewegung überhaupt nicht zustande, so daß durch diese Einrichtung (D. R. P.) eine Kompensation der Temperatureinwirkungen im Augenblick ihres Entstehens erfolgt. Die mehrfach erwähnte Druckluft wird im Triebwerk 72 periodisch erzeugt und durch das Rohr 70 verteilt. Durch den Hahn 74 läuft beständig etwas Wasser in das weite Rohr 73, das bis nahe auf den Boden des Triebwerkes 72 reicht. Das Wasser bedeckt die untere Mündung des Rohres 73 und verdichtet die Luft solange, bis es im Heber 71 den Scheitel übersteigt. Alsdann füllt sich der absteigende Teil des Hebers und das Gefäß 72 wird rasch entleert, bis in den Heber durch seine trichterförmige Öffnung Luft eintritt und den Abfluß unterbricht. Der Luftdruck ist gleichzeitig wieder gefallen und der Behälter 72 sowie alle damit in Verbindung stehenden Räume haben atmosphärischen Druck. Infolgedessen füllen sich die Meßgefäße 60 und 66 wieder, die Sperrflüssigkeit sinkt aus dem Gefäß 62 nach 61 zurück und gibt die Mündungen der Rohre 14 und 19 frei, so daß auch der Reaktionsraum 32 und der Kompensationsluftraum 34 sich mit der Atmosphäre ausgleichen können.

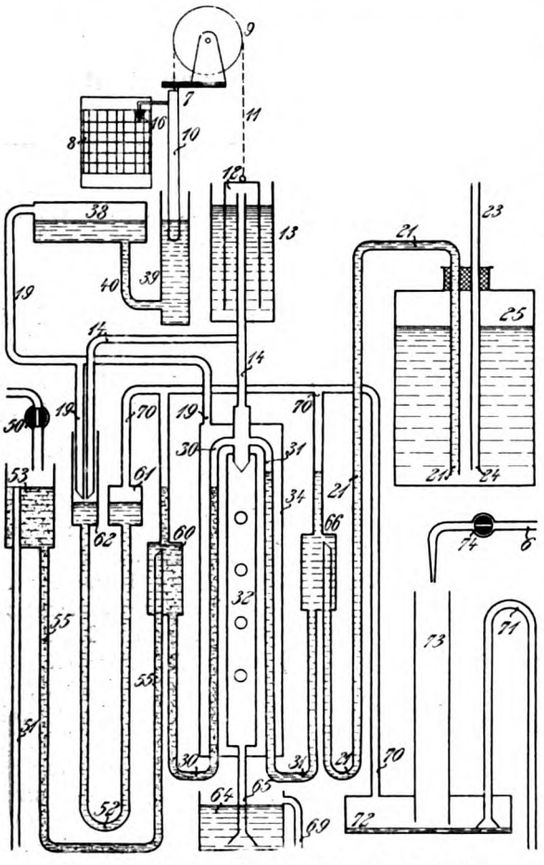


Fig. 74. Z. A.: Der Analysator „Hydro".

Durch den andauernden Wasserzufluß aus der Leitung 74 wird wiederum Druckluft erzeugt und so wiederholen sich die beschriebenen Vorgänge automatisch in bestimmten Zwischenräumen. Die Geschwindigkeit, mit der die Analysen aufeinanderfolgen, wird durch die Einstellung des Hahnes 74 bedingt. Der Apparat wird von der „Hydro"-Apparate-Bauanstalt J. von Geldern & Co. in Düsseldorf fabriziert und führt je nach den Umständen eine bis zehn Registrierungen in der Stunde aus.

Mammut-Pumpe und Mammut-Bagger in der Zuckerfabrik.

Mit Abbildungen, Fig. 73 u. 75 bis 77.

(Fortsetzung und Schluß aus Heft 22.)

Der **Mammut-Bagger** *) (vergl. Fig. 77), die zweite Neukonstruktion der Firma Borsig, zeigt im Prinzip die nachstehende Einrichtung, die im speziellen von der Aufgabe des Baggers abhängt. Diese nämlich fördert Dickschlamm aller Art bei kontinuierlichen Betriebe und transportiert ihn nach jeder beliebigen Stelle, selbst auf kilometerweit entfernte Lagerplätze.

Der Transport des Schlammes erfolgt dadurch, daß im Innern eines Kessels, der mit dem Schlammteich durch eine Rohrleitung verbunden ist, ein Vakuum erzeugt wird. Unter Einwirkung dieses Vakuums wird der Schlamm gezwungen, das Innere des Kessels auszufüllen. Nachdem der Kessel auf diese Weise mit Schlamm ganz gefüllt ist, wird der Inhalt desselben durch den Druck von eingeführter Preßluft hinausgedrängt und durch eine besondere Rohrleitung der Ablagerungsstelle zugeführt.

Fig. 75 zeigt die schematische Anordnung einer Mammut-Bagger-Anlage. Im Boden des Klärbeckens sind trichterförmige Vertiefungen vorgesehen, in denen sich der aus der Tiefe gefällte Schlamm absetzen kann. Eine Verengung des eigentlichen Klärquerschnitts durch den ausgefällten Schlamm findet also hier nicht statt. —.

Beim Transport von Schlamm, der im Klärteich ausgefällt wurde, handelt es sich um zwei Behandlungsverfahren. Bei dem einen liegt die Aufgabe vor, dafür zu sorgen, daß das Schwemmwasser nach der Klärung wieder verwandt werden kann, weil Frischwasser nur in beschränktem Maße zur Verfügung steht — dann ist eine besondere Klärteichanordnung erforderlich —. Beim anderen darf das Klärwasser nach der Klärung ablaufen, oder es wird höchstens ein Teil davon wieder zum Schwemmen benutzt. Auch in diesem Falle verwendet man Klärteiche, nur erfährt die Betriebsführung eine Vereinfachung, weil man das über den Schlamm anstehende Wasser vor dem Entschlämmen evtl. frei ablassen kann.

Berechnung der reinen Betriebskosten einer Mammut-Bagger-Anlage.

Die Schlammproduktion der Anlage betrage pro Kampagne durchschnittlich 10000 cbm. Nach Erfahrungswerten betragen die Transportkosten für einen cbm Schlamm auf 500 m horizontal und 10 m vertikal bei Betrieb mit Wagen, Aufzug usw. bei Ausschlagen des Schlammes von Hand ca. 1.20 M.

Beim Mammut-Bagger-Betrieb würde unter den angegebenen Förderverhältnissen bei einer stündlichen Leistung des Mammut-

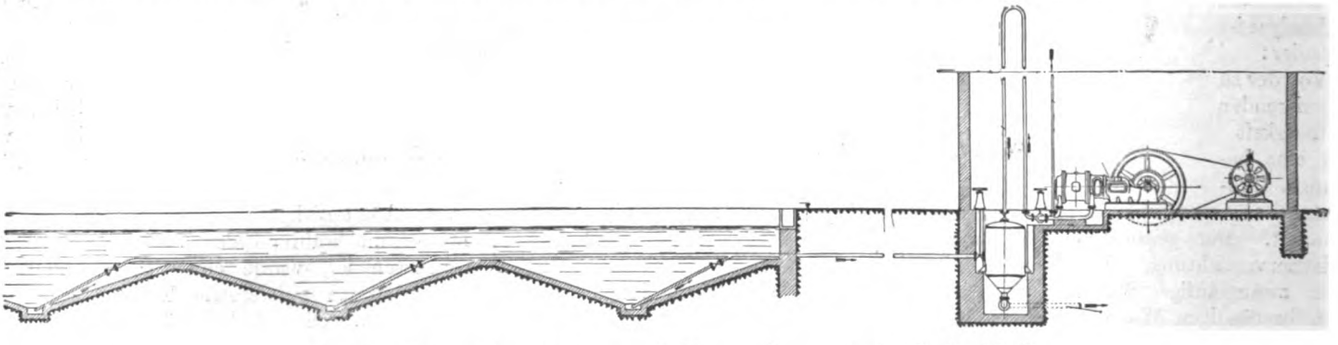


Fig. 75. Z. A.: Mammut-Pumpe und Mammut-Bagger in der Zuckerfabrik.

*) Fig. 77 stellt eine fahrbare Mammut-Bagger-Anlage für das Absaugen von Schlamm aus Klärstrecken unter Tage und räumlich weit voneinander entfernten kleinen Klärbecken über Tage dar.

Baggers von 40 cbm Schlamm ein Kraftbedarf der Gesamtanlage von ca. 40 PS, gemessen an den Instrumenten des Antriebs-Elektromotors, auftreten, was ca. 30 KW entspricht.

Da in allen Zuckerfabriken der Abdampf zu Koch- und Heizzwecken benutzt wird, stellt sich der Preis für die Kilowattstunde auf ca. 2,5 Pf. Die Stromkosten pro Stunde betragen also 2,5 . 30 = 75 Pf. Da pro Stunde 40 cbm Schlamm von der Mammut-Bagger-Anlage gefördert werden, ergeben sich die reinen Betriebskosten für den Transport von 1 cbm Schlamm zu $\frac{75}{40} = 1{,}9$ Pf.

Bei Ausbildung des Klärteiches bzw. der Spritzen nach Borsigschen Angaben sind für die Bedienung des Mammut-Baggers nur drei Mann erforderlich, die zusammen rd. 1,60 M. Lohn pro Stunde erhalten mögen. Demnach würden an Löhnen für den cbm geförderten Schlammes $\frac{160}{40} = 4$ Pf. zu zahlen sein. Beim Mammut-Baggerbetrieb stellen sich die Transportkosten von 1 cbm auf 500 m Entfernung bei 10 m geodätischer Förderhöhe bei Berücksichtigung sämtlicher Stromkosten und sämtlicher Arbeitslöhne auf rd. 6 Pf. Demnach kann man, selbst wenn man erhebliche Zuschläge für Amortisation und Verzinsung der Anlage macht, pro Jahr mit einer Ersparnis rechnen. —.

Für den Transport mittels Mammut-Baggers besonders geeignet ist Saturationsschlamm. Die Mammut-Bagger-Anlage gestaltet sich hierbei sehr einfach, da Klärteiche nicht benötigt werden. Der Schlamm fällt einfach aus den Pressen in einen Sammel- bzw. Ausgleichbehälter. An diesen Behälter schließt der Mammut-Bagger mit seiner Saugleitung an und transportiert den Schlamm so oft als nötig an jede gewünschte Ablagerstelle. In einem Falle ist die Ablagerstelle beisp. ca. 300 m von dem Sammelbehälter entfernt, sie kann jedoch auch 1000 m und mehr vom Sammelbehälter entfernt liegen. Alle vorerwähnten Vorteile des Mammut-Baggerbetriebes kommen auch beim Transportieren des Saturationsschlammes voll zur Geltung.

Bei der Berechnung der Betriebskosten ist besonders zu beachten, daß zur Bedienung dieser Anlage nur ein Arbeiter notwendig ist, evtl. kann die Anlage auch selbsttätig arbeitend eingerichtet werden. —.

Gegenüber den bisher zur Anwendung gekommenen Verfahren zum Transport des Schlammes hat der Mammut-Bagger den Vorteil, daß nur wenig Arbeiter zu seiner Bedienung benötigt werden. Z. B. sind zum Transport von ca. 700 cbm Schlamm pro Tag = zehn Stunden auf eine Halde von 20 m Höhe bei 1000 m horizontaler Entfernung nur zwei bis vier Arbeiter erforderlich (normale Arbeitsweise vorausgesetzt). Bei Klärteichen, die mit Mammut-Bagger ausgerüstet sind, wird der freie Querschnitt des Klärbassins stets in gleicher Höhe gehalten und die Klärung der Abwässer ist immer gleichmäßig. Im ferneren betragen die Kosten für die Beseitigung der aus dem Wasser gefällten Materialien beim Mammut-Bagger nur etwa ein Zehntel der bei den seither üblichen Verfahren entstandenen. Außerdem erfolgt die Verteilung des Schlammes auf dem Acker gleichmäßig. Der zu transportierende Schlamm wird durch eine fest verschlossene Rohrleitung geführt, weshalb eine Verunreinigung der Betriebsstelle nicht stattfinden kann. Ebenso wird infolge rationell eingerichteter Kläranlagen der für letztere benötigte Raum auf ein Mindestmaß herabgesetzt. Weiter bleibt bei den mit Mammut-Bagger ausgerüsteten Klärteichen der Schlamm nur kurze Zeit im Klärteich stehen, da er ohne Betriebsstörung evtl. jeden Tag entfernt werden kann. Auch werden die zu transportierenden Schlämme mit geringer Geschwindigkeit durch geschlossene Rohrleitungen geführt, eine nennenswerte Abnutzung kann also nicht auftreten.

Zum Schlusse möge nochmals darauf hingewiesen sein, daß die Mammut-Pumpe nicht nur zur Hebung von Schwemmwassern und ähnlichen unreinen Wassern zu brauchen ist, und für solche Zwecke auch vielfach ausgeführt wurde, sondern das sie auch als **Reinwasserpumpe** in verschiedenen Ausführungen zur Anwendung kommt. So gibt Fig. 76 die Mammut-Pumpen-Anlage im Wasserwerk der Stadt Schwetz. Fig. 73 die Pumpenanlage der Compania General de Fosforos in Buenos-Aires wieder, letztere gekennzeichnet durch ihren Luftkompressor für Riemenantrieb und direkte Kupplung mit einer Druckpumpe.

In beiden Fällen entnimmt die Mammut-Pumpe das Bedarfswasser unmittelbar an der Sohle des Brunnens, also an der Stelle, wo sich der meiste Sand angesammelt hat. Dadurch entsteht eine Art Wasserspülung und der etwa in das Saugrohr eingetretene Schlamm sowie Sand wird dabei mit zutage gefördert. Infolgedessen hält sich bei diesen Anlagen das Bohrloch selbst noch nach jahrelangem Betrieb sauber, ebenso ist ein Nachlassen der Wasserergiebigkeit infolge einer Verschlammung der Bohrbrunnen ausgeschlossen. Was das sagen will, weiß jeder Bohrtechniker. Läßt nämlich die Wasserergiebigkeit eines Brunnens nach, so sinkt der Wasserspiegel, würde man dann anstelle der Mammut-Pumpe ein anderes Pumpensystem verwenden, so würden sich die Kosten für die Hebung des Wassers ganz wesentlich verteuern! Darin liegt also der Wert der Mammut-Pumpe für die Förderung von reinem Wasser.

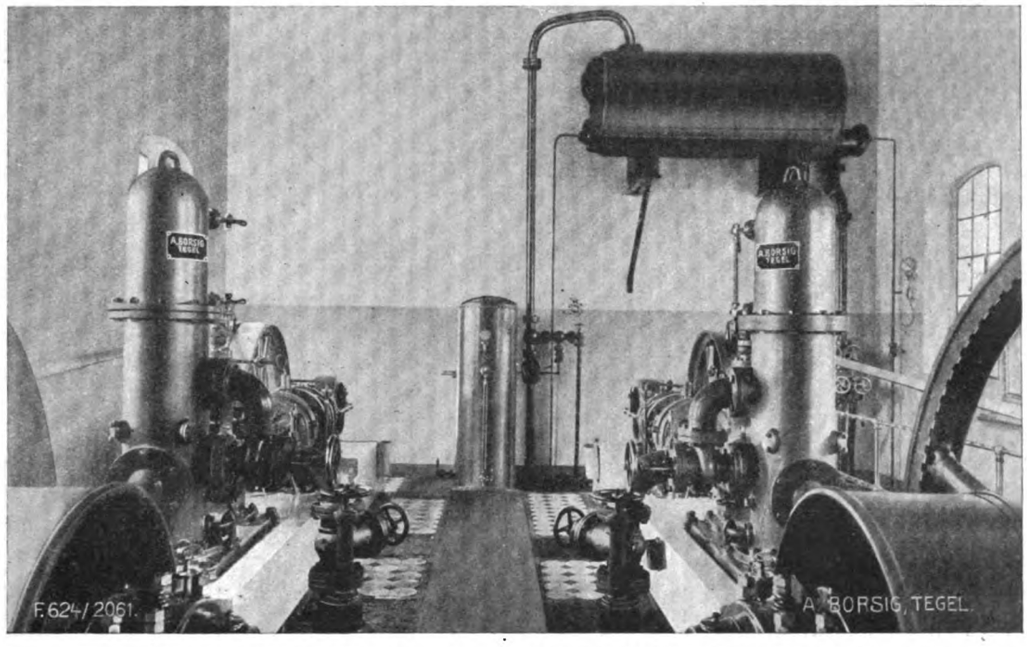


Fig. 76. Z. A.: Mammut-Pumpe und Mammut-Bagger in der Zuckerfabrik.

Nun könnte noch die Frage aufgeworfen werden, wie steht es denn mit der Verunreinigung des reinen Wassers durch die als Treibmittel benutzte Druckluft, wird das Wasser denn nicht durch diese verunreinigt?

Auch diese Frage ist zu verneinen. Allerdings reißt die Luft, während sie den Luftzylinder durchströmt, Staub und Ölteilchen mit. Aber, man leitet, um diese auszuscheiden, ehe die Luft mit dem Wasser in Berührung kommt, die Preßluft, gleich nachdem sie den Luftzylinder verlassen hat, durch einen als Luftfilter und Luftkühler ausgebildeten Windkessel. Die konstruktive Ausführung des letzteren ist der Firma A. Borsig, wie wir hören, ebenfalls geschützt. Wird das passende Öl und das oben erwähnte Filter benutzt, so gelangt nur von Öl und Keimen freie Luft in das zu hebende Wasser.

Die **Kompressoren,** welche Borsig zum Betrieb der Mammut-Pumpe verwendet, sind seine eigenen Konstruktionen; sie werden für jeden gewünschten Luftdruck und für jede gewünschte Luftmenge hergestellt. Der Antrieb kann durch eine Dampfmaschine, durch einen Elektromotor oder von einer Transmission aus erfolgen.*) Die verhältnismäßig einfache Steuerung besteht sowohl auf der Saugseite als auch auf der Druckseite aus Plattenventilen, die sich infolge ihrer geringen Bewegungswiderstände und des geräuschlosen Ganges wegen selbst bei sehr hohen Tourenzahlen bisher bewährt haben.

*) Da der Kompressor unbeschadet der Wirkung unter Umständen bis zu hundert Meter von der Schöpfstelle entfernt aufgestellt sein kann, wird man Riemenkompressoren vorteilhaft in allen denjenigen Betrieben anwenden, in denen größere ökonomisch arbeitende Dampfmaschinen vorhanden sind und die für den Betrieb des Kompressors benötigte Kraft noch abgeben können. Wird dagegen für die Kompressoren direkter Dampfantrieb vorgesehen, so kann der Abdampf, speziell in Zuckerfabrikation, noch zum Kochen und Heizen Verwendung finden, da der Kompressor dort aufgestellt werden kann, wo die Vorbedingungen für die günstige Anwendung des Abdampfes gegeben sind.

Liegen die Verhältnisse derart, daß das Bedarfswasser durch die Mammut-Pumpe nur bis nahezu auf Terrainhöhe gehoben werden muß, so läßt sich die Pumpe auch mit einer Kreiselpumpe oder Druckpumpe kombinieren, die es ermöglicht, mit ein und derselben Maschine in einem Zylinder die für die Mammut-Pumpe erforderliche Luft anzusaugen und zu verdichten und ebenso die von der Mammut-Pumpe geförderte Wassermenge anzusaugen und der Verwendungsstelle zuzuführen.

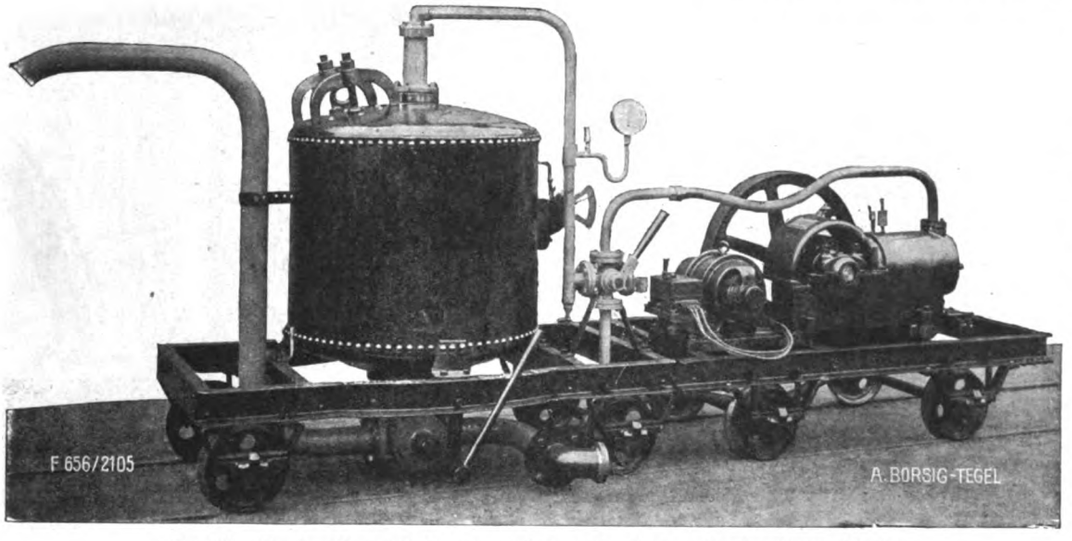


Fig. 77. Z. A.: Mammut-Pumpe und Mammut-Bagger in der Zuckerfabrik.

Notizen.

Ein neues **rotierendes Kolbengebläse,** bei dem eine relative Bewegung der in einem Gehäuse rational verteilten Zylinder gegen die Kolben durch eine exzentrische Führung in einer Scheibe bewirkt wird, wurde unter Nr. 265200 Georg Reidl in Berlin patentiert.

Das Gebläse kennzeichnet sich im übrigen dadurch, daß die Übertragung der Bewegung durch drehbar in dem Kolben gelagerte Bolzen erfolgt. Die abgeflachten Köpfe dieser Bolzen greifen in eine exzentrische Scheibe ein, die Köpfe können aber auch Schlitze haben, in die eine exzentrische Ringflansche der Scheibe eingreift.

Als Verbesserung der oben beschriebenen Konstruktion ist die unter Nr. 264947 patentierte Ausführung von G. Reidl in Berlin und Albert Raaschou in Berlin-Pankow anzusehen. Dieselbe betrifft einen doppelstufigen rotierenden Kolbenverdichter, der sich dadurch kennzeichnet, daß das zu verdichtende Medium (z. B. die Luft) durch im Boden der Niederdruckzylinder vorgesehene Ventile in einen Receiver gedrückt wird. Dieser umgibt die Hochdruckzylinder als Ringraum und steht mit ihnen durch Kanäle in Verbindung. Von dem Hochdruckzylinder aus wird das Medium in den Hohlraum einer Welle gefördert, die die umlaufenden Trommeln auf der einen Seite des Gehäuses trägt.

Fallen gelassene Patentansprüche können nach einer Mitteilung des Patentbureaus Carl Fr. Reichelt, Berlin SW., im Rahmen derselben Anmeldung nicht wieder aufgenommen werden.

Nehmen wir z. B. an, eine Anmeldung hatte ursprünglich vier Ansprüche, von denen im Laufe des Anmeldeverfahrens zwei mit Rücksicht auf das entgegengehaltene Material fallen gelassen wurden, so ist es nicht mehr möglich, diese Ansprüche in derselben Anmeldung wieder aufzunehmen, vielmehr könnten dieselben nur noch zum Gegenstand einer besonderen Anmeldung gemacht werden. Denn, so führt die Beschwerdeabteilung des Kaiserlichen Patentamtes in einer Entscheidung aus, ebenso wie eine Zurücknahme der ganzen Anmeldung nicht widerrufen werden kann, so ist auch jede Aufgabe eines Teiles der Anmeldung an und für sich endgültig. Von dem Zeitpunkte der entsprechenden Erklärung ab ist nur der nicht aufgegebene Teil als Anmeldungsgegenstand zu betrachten. Nach diesem beschränkten Gegenstande muß auch die Befugnis zu Änderungen beurteilt werden. Nach § 20 Absatz 3 des Patentgesetzes wäre eine Abänderung der bei der Anmeldung enthaltenen Angaben in diesem Falle nur im Rahmen der beiden verbleibenden Ansprüche zulässig. In der Wiederaufnahme der fallen gelassenen Ansprüche liegt aber nicht eine bloße Änderung des durch die beiden noch bestehenden Ansprüche gedeckten Erfindungsgegenstandes, sondern die Hinzufügung anderer Gegenstände. Diese ist unzulässig, mag es sich dabei um völlig neue oder um früher ausgeschiedene Gegenstände handeln.

Eine Neuerung im Kompressorenbau ist die selbsttätige **Ein- und Ausschaltvorrichtung** für **Kompressoren mit zwei Kolben** (Pat. Nr. 265199), die unter Verwendung des Druckes im Luftbehälter den Höchstdruck und den Mindestdruck bestimmen, bei welchem ein dritter Kolben zum Ausschalten und Einschalten in Bewegung gesetzt wird.

Die Neuerung kennzeichnet sich dadurch, daß der das Aus- und Einschalten bewirkende, einerseits belastete, anderseits dem Drucke im Regler und im Preßluftbehälter ausgesetzte Kolben auf seiner Oberseite eine hohle Kolbenstange besitzt. In diese ist eine zweite Stange (die Ausschaltstange) lose eingelegt, die mit dem Hebel der Stromschließvorrichtung oder dergleichen gelenkig verbunden. Außerdem steht er unter der Einwirkung von Fängern, die einerseits durch eine Feder, anderseits durch Vermittelung einer Kolbenstange betätigt werden. Beim Eindruck des gewünschten Hochdruckes aus dem Regler bezw. dem Druckluftbehälter mit dem Kolben steigen nämlich dessen beide Stangen, und die Ausschaltstange, die die Kontaktvorrichtung ausschaltet, rückt den Riemen aus. Sodann zieht, wenn der Regler die Verbindung mit dem Druckluftbehälter unterbrochen und die Druckluft und die Luft ins Freie ausgelassen hat, das Gewicht den Kolben hinunter; die Ausschaltstange dagegen bleibt an den durch die Federkraft aneinander gedrückten Fängern hängen, bis die Kolbenstange zwei auf die Fänger einwirkende Hebel auseinanderrückt. Dadurch werden die beiden Fängerbacken geöffnet und die Ausschaltstange wird freigegeben, jetzt erst kann die gespannte Feder das augenblickliche Einschalten bewirken.

Konstrukteur der Einrichtung ist Josef Hauer in Nusle bei Prag.

Pumpen, Kompressoren, Gebläse, Ventilatoren, Exhaustoren etc.

Branchen-Ausgabe III des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur".

Schriftleitung: Ingenieur **F. Wilcke**, Leipzig.

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Ortsfeste und bewegliche Kreiselpumpen für Grubenbetriebe.

Von Prof. **Ernst Blau** in **Bielitz.**

Mit Zeichnungen auf Tafel 52 und Abbildungen, Fig. 78 bis 81.

Wohl in keinem andern Verwendungsgebiet haben Kreiselpumpen eine derart ausgedehnte Verbreitung gefunden wie im Grubenbetriebe, in dem sie sich fast unentbehrlich erweisen, und zwar einerseits in normalen Ausführungen als ortfeste Pumpen mit horizontaler Achse sowie andererseits in besonderen Ausführungen als fahrbare Streckenpumpen, als Senkpumpen für Abteufzwecke und als Sümpfpumpen zum Sümpfen ersoffener Schächte.

Die Hauptelemente einer Kreiselpumpe sind die Laufräder und die dieselben umgebenden feststehenden Leitapparate. Im ersten Laufrad wird das flüssige Mittel unter Druck gebracht und erlangt überdies noch eine große Geschwindigkeit, mit der es in den Leitapparat eintritt. In diesem wird letztere allmählich vermindert und die gesamte Energie des Mittels wird in Druckenergie umgesetzt. In den nächsten Laufrädern und Leitapparaten wiederholt sich der Vorgang in derselben Weise, so daß das Mittel aus dem letzten Leitapparat mit der gewünschten Pressung durch die Druckspirale der Pumpe in die Steigleitung gelangt.

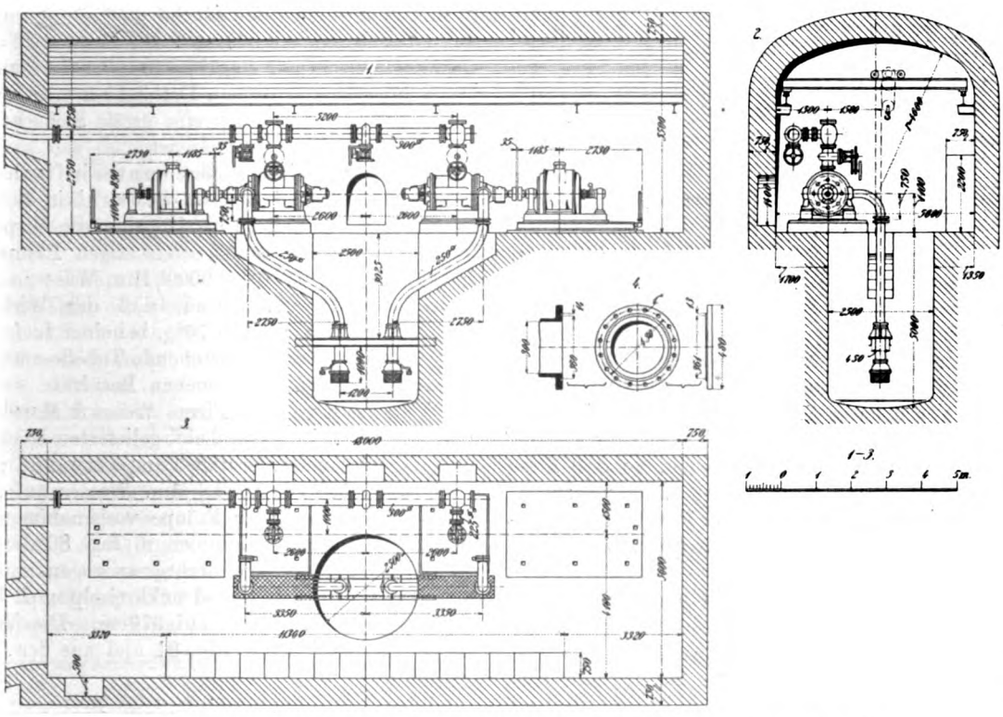


Fig. 78. Z. A.: Ortsfeste und bewegliche Kreiselpumpen für Grubenbetriebe.

Bei rückwärts gekrümmten Laufradschaufeln wird die absolute Austrittsgeschwindigkeit des Wassers aus dem Laufrad weitaus kleiner als bei jeder anderen Schaufelung, wodurch die Widerstände, die bekanntlich dem Quadrat der Geschwindigkeit proportional sind, geringer ausfallen. Solche Laufradschaufeln eignen sich daher bei Pumpen für mittlere und große Förderhöhen und sind in diesen Fällen die üblichen. Im übrigen ändert sich der Wirkungsgrad einer Kreiselpumpe mit rückwärts gekrümmten Radschaufeln in der Nähe der Verhältnisse, für die sie konstruiert ist, in einem weiten Bereich der Regelung weniger als derjenige einer Kreiselpumpe mit anders durchgebildeten Radschaufeln, und zwar um so weniger, je stärker die Rückwärtskrümmung durchgeführt ist. Derselben ist allerdings eine Grenze gesetzt, da die Durchflußquerschnitte für das flüssige Mittel nicht zu sehr verengt werden dürfen und ferner bedacht werden muß, daß bei Verkleinerung des Endigungswinkels die Schaufel endlich neutral wird.

Andere an Kreiselpumpen vorgenommene Verbesserungen beziehen sich auf die genaue Formgebung der Leitapparate, auf die Ausgestaltung der Spaltdichtungen, auf die Ausbildung der Lager und auf die Aufhebung des axialen Schubs, den die Welle bei Pumpen mit einseitigem Wassereinlauf nach der Saugseite hin erfährt.

So sind die Kreiselpumpen hochwertige Maschinen zur Wasserförderung geworden, nachdem auf Grund eingehender und kostspieliger Erprobungen der für ihre sachgemäße Berechnung und Konstruktion nötige Zusammenhang zwischen Fördermenge, Förderhöhe, Umlaufzahl und Wirkungsgrad erkannt war und über die praktischen Erfahrungen verfügt werden konnte, die zu ihrem erfolgreichen Bau unerläßlich sind.

Unter den für Grubenwasserhaltungen zur Verwendung gelangten ortfesten Hochdruckkreiselpumpen kennzeichnet sich die gesetzlich geschützte Originalkonstruktion der Pumpen- und Maschinenfabrik Weise & Monski in Halle a. S. dadurch, daß sie selbst weitgehenden Anforderungen hinsichtlich Betriebsicherheit und Dauerhaftigkeit zu entsprechen in der Lage ist.

Fig. 3 bis 5, 7 bis 9 und 14 auf Tafel 52*) läßt das Schnittbild dieser Konstruktion erkennen. Während bei anderen Ausführungen zwecks Aufhebung des axialen Schubs neben den Einzelentlastungen der Laufräder noch die sog. Entlastungskolben verwendet werden, das sind rotierende, auf einer Seite den axialen Schub aufnehmende und auf der andern Seite einem durch Ab-

*) In den Fig. 3 bis 5 u. 7 bis 9 u. 14 bezeichnen die Buchstaben: a Kühlleitung für die Saugseiten-Stopfbüchse, b Kühlleitung zu der Traglager-Kühlschlange, c Kühlleitung zu der Endlager-Kühlschlange, e Kühlwasserablaß aus der Traglager-Kühlschlange, f Kühlwasserablaß aus der Endlager-Kühlschlange, g Wasserablaß aus dem Traglager, h Wasserablaß aus dem Endlager, i Wasserablaß aus der Labyrinth-Stopfbüchse, k Fettpresse für die Saugseiten-Stopfbüchse, l Vakuummeter am Saugkrümmer, m Manometer am Druckstutzen, n Ölstand des Traglagers, o Ölstand des Endlagers, p Lufthähne.

fließen bestimmter Mengen von Druckwasser veränderlichen, diesem Axialschub das Gleichgewicht haltenden Druck ausgesetzte Scheiben, benutzt die Firma Weise & Monski die Räder selbst als rotierende Kolben, indem dieselben beiderseits der Pumpenmitte in zwei Gruppen mit entgegengesetzter Einströmung angeordnet sind. Die zu fördernde Flüssigkeit durchströmt nämlich vom Saugstutzen aus zunächst die eine Hälfte der Räder in der Richtung zur Pumpenmitte, wird dortselbst in einem Ringkanal gesammelt und durch außen am Gehäuse liegende Umführungskanäle nach dem hinteren Ende desselben geleitet, von wo aus sie die andere Rädergruppe wieder in der Richtung nach der Pumpenmitte hin

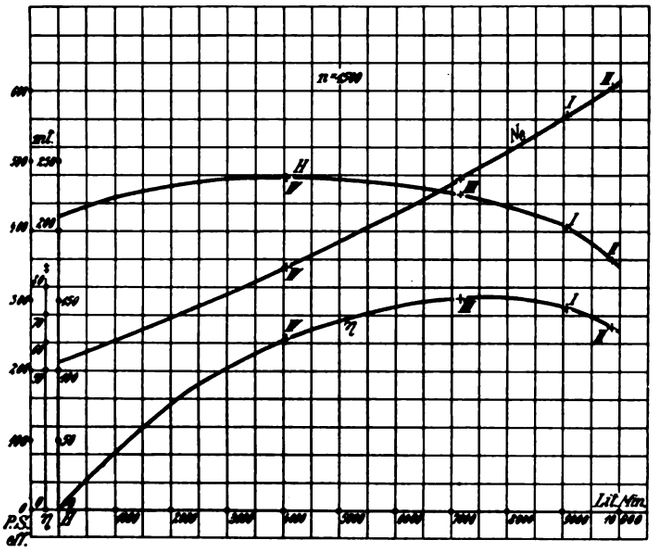


Fig. 79. Z. A.: Ortsfeste und bewegliche Kreiselpumpen für Grubenbetriebe.

durchläuft. Auf diese Art ist der Seitenschub durch die Stellung der Räder in sich ausgeglichen, das heißt die Entlastung ist eine natürliche und bleibt auch nach Abnutzung der Dichtungsflächen innerhalb der Pumpe in höherem Maße erhalten als die durch Kolben bewirkte Entlastung, die sogar bei eintretender Abnutzung der Abdichtungen den Ausgleich gefährden kann. Da die Stufe des höchsten Drucks in der Mitte der Pumpe liegt, lastet auf der Druckstopfbüchse nur der halbe Flüssigkeitsdruck, so daß diese selbst bei höchsten Drücken einfach in bestem Zustand zu erhalten ist. Der noch auf sie wirkende Druck wird in einer labyrinthartigen Entlastungskammer zerstört und die Weichpackung braucht nur lose angezogen zu werden.

Kennzeichnend für die Hochdruckkreiselpumpen, Bauart Weise & Monski, ist ferner das ungeteilte, starre Gehäuse, um dessen Mitte der Druckstutzen angeordnet ist. Die durch den hintern Deckel vorzunehmende Demontage der Pumpe ist dadurch eine leichte und die schweren Rohrverbindungen brauchen hierbei nicht abgenommen zu werden. Der Saugstutzen befindet sich auf der Antriebseite und kann in jeder beliebigen radialen Richtung dortselbst angebracht sein. Sämtliche wasserbespülte Stellen sind mit Bronze ausgefüttert, ebenso die die einzelnen Stufen trennenden Zwischenstücke, damit sie nicht festrosten. Der mittlere Einsatz, der die beiden um den halben Pumpendruck verschiedenen Druckstufen voneinander scheidet, besitzt außerdem besondere Dichtungsflächen, um das Übertreten von Druckwasser zu verhüten. Die Schleifringe der Laufräder und die Eckringe im Gehäuse sind auswechselbar. Um die Welle vor Abnutzung zu schützen, ist sie sowohl auf der Druck- wie auf der Saugseite mit einer Hartbronzebüchse überzogen.

Große Sorgfalt wird auf die Ausbildung der Lager verwendet. Das Endlager ist ein Ringschmierlager und mit einem doppelten Kugelstützlager kombiniert, das auch während des Ganges der Pumpe durch Abheben der äußeren Kappe besichtigt werden kann. Dieses Kugellager hat lediglich den Zweck, die genaue Lage der Welle zu fixieren sowie die durch Schwankungen der Umlaufzahl oder sonstige Ursachen herrührenden Seitendrücke aufzunehmen und bewährt sich in jahrelangem Betrieb infolge seines fast reibungslosen Ganges, der einfachen Bedienung sowie der bequemen Montage und Demontage weitaus besser als Stellringe, Kammlager oder sonstige zur Feststellung der Welle benutzte Einrichtungen. Das Lager auf der Saugseite ist ein reichlich bemessenes Ringschmierlager.

Nach den besprochenen Einzelheiten führt die Firma Weise & Monski ihre normalen Hochdruckkreiselpumpen mit horizontaler Achse für Grubenbetriebe aus. Die Stufenzahl der Pumpen in einem Gehäuse geht in der Regel nicht über 7 hinaus, damit die Wellen in der Nähe der kritischen Drehzahlen möglichst frei von Erschütterungen laufen und auch eine große Sicherheit bei stark schwankendem Betriebe vorhanden ist.

Ein Beispiel einer größeren unterirdischen Wasserhaltung ist die für Gräfin Johanna-Schacht in Bobrek O. S. gelieferte. Fig. 1, 2, 10, 11 und 15 bis 17 geben die Disposition dieser Anlage wieder. Jede der beiden dreistufigen Pumpen fördert bei etwa 1500 Dreh./Min. 8000 bis 9000 l/Min. Wasser auf 200 m Höhe. Die Schaulinien, Fig. 79 zeigen, daß der Wirkungsgrad bei einer Lieferung von 8000 l/Min. 76%, bei einer Lieferung von 9000 l/Min. noch 73% ist. Die untenstehende Tabelle enthält die während vier Abnahmeversuchen gewonnenen Resultate.

Unter den von der Firma Weise & Monski an den Eschweiler Bergwerks-Verein, Kohlscheid, gelieferten Hochdruckkreiselpumpen sei zunächst eine fünfstufige Pumpe erwähnt, die bei 1445 bis 1525 Uml./Min. 3500 bis 4000 l/Min. Wasser auf 290 m fördert. Im März lfd. Js. an dieser Pumpe vorgenommene Abnahmeversuche haben die in den Schaulinien in Fig. 80 dargestellten Daten ergeben. Die Ende vorigen Jahres an obgenannten Bergwerks-Verein gelieferte fünfstufige Hochdruckkreiselpumpe hebt bei 1485 Uml./Min. 5000 l/Min. Wasser auf 376 m. Die Versuchsergebnisse an dieser Pumpe sind aus Fig. 81 und aus der Tabelle auf Seite 47 ersichtlich.

Versuch Nr.	1							2					3				4		
Messung Nr. / Zeit	1 10^{20}	2 10^{25}	3 10^{30}	4 10^{35}	5 10^{40}	6 10^{45}	7 10^{50}	8 10^{55}	9 11^{00}	10 11^{05}	11 11^{10}	12 11^{15}	13 11^{20}	14 11^{25}	15 11^{30}	16 11^{35}	17 11^{41}	18 11^{46}	19 11^{51}
Umlaufzahl	1485	1485	1485	1485	1485	1485	1485	1480	1480	1475	1475	1475	1485	1485	1480	1480	1485	1485	1485
Druckhöhe	197	197	196,5	197	196,5	196	196	168	168	168	168	168	216	216	216	216	228	228	228
Saughöhe	3,8	3,86	3,95	4,05	4,15	4,25	4,35	4,57	4,65	4,7	4,8	4,87	4,8	4,85	4,93	5,0	4,6	4,8	4,8
Gesamthöhe	200,8	200,9	200,5	201	200,7	200,3	200,4	172,6	172,7	172,7	172,8	172,9	220,8	220,9	220,9	221	232,6	232,8	232,8
Wasserstand am Wehr mm	209,3	210,6	212,2	211,5	211,8	210,8	210,8	223,6	223	221,4	220,6	219,4	192	188	182	183	126	125	125
Leistung in l/Min.	8860	8950	9075	9000	9000	8990	8900	9850	9850	9700	9675	9575	7750	7200	7150	7200	4050	4000	4000
Wasserpferdestärken	396	398	404	402	401	400	400	378	378	372	372	368	380	354	351	354	209	207	207
Ampère	136	133,9	133	133	134,5	135	135,2	144,4	139,3	139	137,3	135,7	115,8	115,5	117	116	84,5	85	85
Volt	2010	2046	2046	2052	2020	2014	2012	2020	2040	2032	2040	2040	2028	2030	2020	2028	2010	2010	2010
KW am Wattmeter abgel.	436	437	436	435	435	436	435	461	456	454	450	443	375	375	375	376	265	265	265
KVA $\cdot \sqrt{3}$	473	475	472	478	470	471	470	505	493	488	485	480	406	406	409	407	294	296	296
cos φ	0,92	0,92	0,925	0,91	0,925	0,925	0,925	0,915	0,925	0,93	0,93	0,925	0,925	0,925	0,92	0,923	0,9	0,9	0,9
$\eta \cdot \cos \varphi$	0,855	0,855	0,86	0,843	0,86	0,86	0,86	0,852	0,86	0,865	0,865	0,86	0,86	0,86	0,855	0,856	0,84	0,84	0,84
Motor-PS$_e$	550	552	552	547	549	550	550	584	576	573	570	561	475	475	475	473	336	338	338
η der Pumpe %	72	72	73,2	73,5	73	72,7	72,7	64,8	65,5	65	65,3	65,5	—	74,5	74	75	62,3	61,3	61,3
H_{1500}	204	204	204	205	204	204	204	177	177	179	179	179	225	225	226	227	237	238	238
Q_{1500}	8950	9050	9150	9100	9100	9070	9070	10000	10000	9850	9840	9700	7850	7260	7240	7300	4100	4040	4040

Eine große und beachtenswerte Pumpenausführung der Firma Weise & Monski ist die Hochdruckkreiselpumpe für die Wasserhaltung der Zeche Hugo in Holten der Gutehoffnungshütte. Die sechsstufige Pumpe fördert bei 1450 Uml./Min. 6 cbm/Min. Wasser auf 500 m Höhe und benötigt zum Antrieb einen Motor von 965 PS.

An die Gewerkschaft Fürst Leopold, Herwest-Dorsten, lieferten Weise & Monski im Vorjahre zwei durch ihre ungewöhnlichen Leistungen bemerkenswerte siebenstufige Hochdruckkreiselpumpen. Diese sind je für 5000 l/Min. auf 650 m Höhe bei 1485 Uml./Min. bemessen. Ihre Aufstellung auf der 650 m-Sohle des Schachts ist aus Fig. 78 zu entnehmen. Als Zubringerpumpen für sie dienen zwei vierstufige Hochdruckkreiselpumpen, die auf der 850 m-Sohle Aufstellung gefunden haben. —.

Eine besondere Ausbildung erfordern die beweglichen Pumpen mit vertikaler Achse, da sie auf einem äußerst beschränkten Raum und vollkommen frei im Schachte hängend unter den schwierigsten Verhältnissen arbeiten müssen. Weise & Monski bauen auch diese Pumpen mit Umführung.

Die Fig. 6, 12 und 13 zeigen die Zusammenstelluug einer für eine Steinkohlengrube in Saporoschje-Kamenskoje (Rußland) gelieferten sechsstufigen Abteufpumpe, die bei 1475Uml./Min. 2000 l/Min. Wasser auf 240 m fördert.

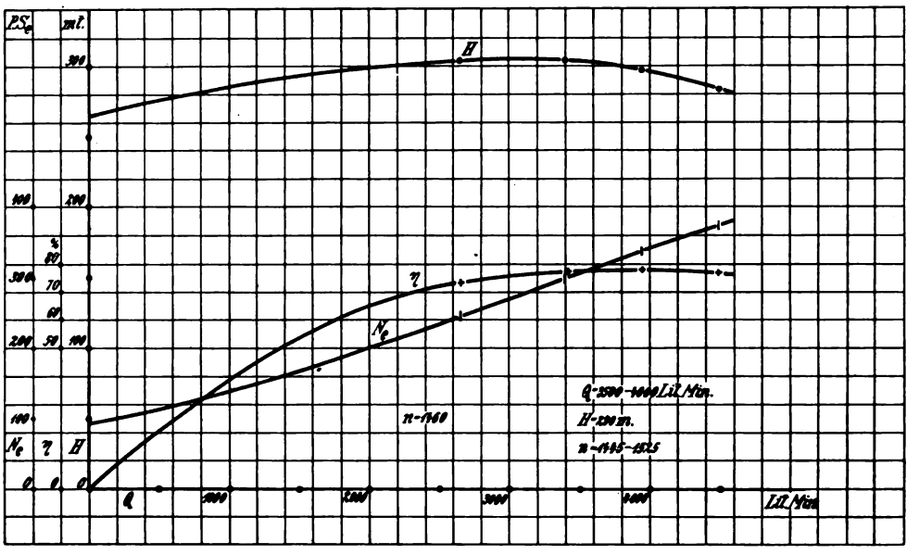


Fig. 80. Z. A.: Ortsfeste und bewegliche Kreiselpumpen für Grubenbetriebe.

Die Saugleitung ist bei dieser Pumpe nach oben geführt und der Saugdeckel liegt daher oben. Die oben befindliche Saugstopfbüchse ist völlig von Wasser umgeben und empfängt keinen Druck, so daß die Abnutzung des Wellenfutters auf ein Minimum herabgedrückt ist. Die Druckstopfbüchse kommt in Fortfall. Durch die bereits beschriebene Anordnung der Räder im Gehäuse wird bewirkt, daß das Gewicht der umlaufenden Teile aufgehoben ist und das Traglager weder nach oben noch nach unten eine nennenswerte Belastung erfährt, auch dann, wenn die meist unvermeidliche Abnutzung der Innenteile eintritt, die bei andern Pumpenbauarten von Dichtungsflächen, Entlastungskolben usw. abhängig ist. Das Traglager ist als Kugelstützlager ausgebildet, befindet sich oberhalb der Pumpe in einem geschlossenen Gehäuse und ist gegen das Eindringen von Wasser sowie Schmutz geschützt. Um das Auswechseln dieses Lagers ohne Abheben des Motors zu ermöglichen, sind die obere Hälfte des Lagerkörpers und die Kupplung zweiteilig ausgeführt und es ist dadurch erreicht, daß die zweiteilige Lagerschale und das Kugellager ohne besondere Schwierigkeiten in wenigen Minuten ausgewechselt werden können. Unten ist die Welle in einer mit Weißmetall ausgegossenen Lagerbüchse geführt, die gleichfalls leicht auszuwechseln ist. Die Schmierung erfolgt durch Staufferfett und selbsttätig.

Der Motor ist mit der Pumpe durch ein Zwischenstück, die Motorwelle mit der Pumpenwelle durch eine elastische Kupplung verbunden. Beide Maschinen sind zusammen in einem schmiedeeisernen Rahmen aufgehängt, an dem eine Leiter entlanggeführt ist und die erforderlichen Bedienungsbühnen angebracht sind. Oberhalb des Motors ist eine Plattform vorgesehen, von der aus sämtliche zu bedienenden Apparate zugänglich sind. Zu denselben gehören der Notausschalter sowie ein Strommesser für den Motor, ein Manometer für die Pumpe, der Regulierschieber und alle zum Kühlen der Lager und des Motors sowie zum Anfüllen und Entlüften der Pumpe nötigen Leitungen. Das zum Kühlen gebrauchte Wasser passiert zwecks Reinigung ein Filter und gießt aus den einzelnen Rohren vor den Augen des Maschinenwärters in einen Sammelbehälter aus. Das Filter kann jederzeit durch Druckwasser ausgeblasen und gereinigt werden. Zum Entlüften der Saugleitung dienen allenfalls besondere Wasserstrahl-Luftsauger, die mit Druckwasser aus der Steigleitung betrieben werden. Pumpe und Saugleitung können durch eine Umführungsleitung vom Steigrohr aus gefüllt werden. Die Saugleitung wird durch ein elastisches Zwischenglied mit der Pumpe verbunden, so daß erstere nach jeder beliebigen Seite hin gebogen werden können.

Senkrahmen und Steigleitung hängen an einer unter dem obersten Querhaupt des ersteren befindlichen Seilrolle. Die beiden

Messung — Nr.	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Zeit	12^{36}	12^{45}	12^{52}	12^{58}	1^{06}	1^{13}	1^{16}	1^{21}	1^{29}
Umlaufzahl	1500	1490	1495	1490	1485	1490	1485	1480	1510
Druckhöhe	382	370	394	419	437	446	391	386	415
Saughöhe	1,65	1,85	1,65	1,70	1,50	1,50	1,75	1,65	1,45
Differenz	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6
Gesamthöhe	384,25	372,55	396,25	421,30	439,10	448,10	393,35	388,25	417,05
Wasserstand im Maßbassin: Beginn	20,5	172,5	20,0	138,0	20,0	75,5	121,0	19,0	Schieber geschlossen
Wasserstand im Maßbassin: Ende	172,5	264,5	138,0	223,5	75,5	221,0	243,0	142,5	Schieber geschlossen
Wasserstand im Maßbassin: Zeit	1′45″	1′	1′30″	1′15″	1′	1′	1′30″	1′30″	Schieber geschlossen
Leistung l/Min.	5250	5550	4760	4130	3350	2745	4920	4975	Schieber geschlossen
Wasserpferdestärken	448	459	418,5	387	326,7	273,3	429,5	429,5	Schieber geschlossen
Ampère	61,2	61,8	57	53,4	48	43,4	57	57,2	27,5
Volt	100	101,1	101,1	101,2	102	101,8	101,2	100,3	101,1
Kilowatt α_1	37,5	37,8	34,2	31,9	28,2	24,5	34,2	34,5	11,6
„ α_2	60,7	60,8	56,5	52.8	48,4	42,8	56,5	56,8	27,3
„ $(\alpha_1 + \alpha_2)$	98.2	98,6	90,7	84,7	76,6	67,3	90,7	91,3	38,9
„ $5 \cdot (\alpha_1 + \alpha_2)$	490	492,5	453	423	383	336	453	456	194,3
Motorwirkungsgrad	0,928	0,928	0,926	0,924	0,922	0,920	0,926	0,926	0,865
PS_e des Motors	618	622	571	532	480	420	571	573	228,5
Wirkungsgrad der Pumpen	0,726	0,738	0,734	0,728	0,681	0,651	0,753	0,749	—

von der Pumpe kommenden Druckrohre vereinigen sich in einer solchen Höhe über der Plattform, daß der Regulierschieber und die Rückschlagklappe über der Vereinigungsstelle der Rohre leicht bedient werden kann.

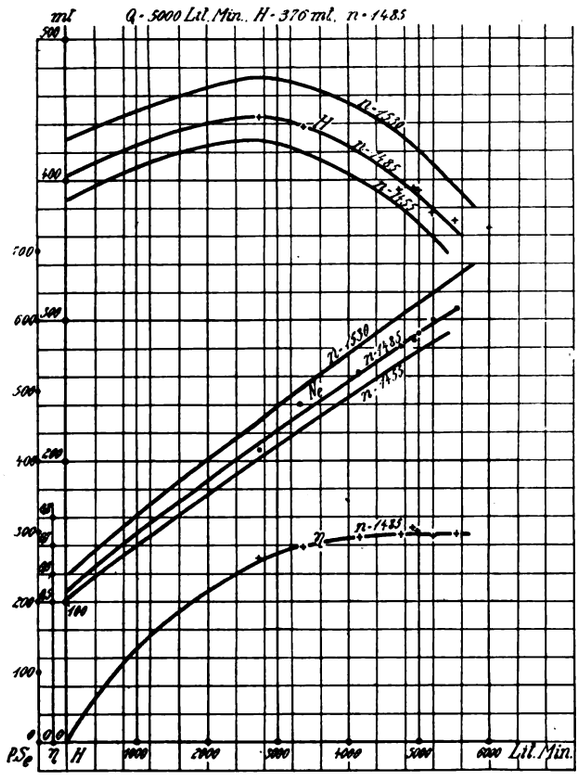


Fig. 81. Z. A.: Ortsfeste und bewegliche Kreiselpumpen für Grubenbetriebe.

Sollen die Abteufpumpen bei fortgesetztem Abteufen Verwendung finden, so empfiehlt sich eine mehrstufige Hochdruckkreiselpumpe, bei der zur Erzielung der anfänglichen Förderhöhe nur die nötige Zahl der Stufen eingebaut und die übrigen durch Blindstücke ersetzt sind. Letztere werden dann nach und nach gegen die der jeweiligen größeren Förderhöhe entsprechenden Leit- und Laufräder ausgewechselt und der Stromverbrauch ist hierbei der Förderhöhe möglichst anzupassen.

Automobile Benzin-Feuerspritze Bauart „Lloyd".

Die Norddeutsche Automobil- und Motoren-Aktien-Gesellschaft in Bremen-Hastedt führte auf der verflossenen Feuerwehr-Ausstellung in Leipzig u. a. eine benzinautomobile Motorspritze mit einer Zentrifugal-Pumpe für 1800 Liter minutlicher Leistung vor. Das Fahrzeug war für die Feuerwehr Wilmersdorf bestimmt und von dieser auch bereits übernommen worden; es ist mit einer 55 PS-Benzinmaschine ausgerüstet, welche für die von der Spritze verlangte Leistung unter allen Umständen genügt.

An dem Fahrzeug wurde seitens der Fachleute besonders die sachgemäße Verteilung der Last und die reichlich vorhandenen Geräte-Aufbewahrungsstellen gelobt. Außer für einige Schläuche und eine Anzahl Strahlrohre ist Platz für Rauchhelme, Sauerstoff-Apparate, Wiederbelebungs-Apparate, Sprungtuch, Krankenbahre, großen Verbandskasten, Bergungs-Geräte, Stockleiter, drei Hakenleitern, dreiteilige Schiebeleiter von 12 m Steighöhe, Werkzeugkasten und verschiedene andere Geräte vorhanden.

Das Fahrzeug bietet ferner Platz für zehn Personen. Die Aufprotz-Einrichtung für den Schlauchwagen ist so zu handhaben, daß der Schlauchwagen von einem Mann auf- und abgeprotzt werden kann.

Die einer dauernden Kontrolle unterworfenen Teile der Betriebsmaschine sind leicht zugänglich, Wasserpumpe und Vergaser befinden sich an der einen, der Magnet-Apparat an der anderen Seite der Pumpe. Die Übertragung vom Getriebe auf Pumpen- und Nockenwelle erfolgt durch Kette, wodurch ein geräuschloser Gang der Betriebsmaschine erzielt wird.

Die Kühlung während des Dauerbetriebes*) erfolgt durch eine Wasserzuführung von der Pumpe aus, die während der Fahrt auf üblichem Wege mittels Kühlers und Ventilators erfolgt.

Der Antrieb der Pumpe erfolgt durch ein Getriebe, welches vom Fahrersitz aus eingeschaltet werden kann. Das Pumpengetriebe wieder ist so konstruiert, daß die Geschwindigkeitswechsel des Fahrgetriebes zugeschaltet werden können, so daß wenn größere Druckhöhen verlangt werden, die Tourenzahl der Maschine und somit deren Leistungen gesteigert werden.

*) Betriebes am Brandherd.

Sprechsaal.

Dieser Raum steht den Abonnenten und Inserenten dieser Zeitschrift zur freien Aussprache über technische Fragen und Vorkommnisse zur Verfügung.

Reklamen für einzelne Werke bezl. Firmen sind dabei jedoch ausgeschlossen. Ebenso lehnt die Redaktion die Verantwortung für diese Korrespondenz ab.

Die Rügefrist bei technischen Mängeln.

Hierzu bemerkt Dr. jur. Eckstein, Berlin-Friedenau:

„Das kaufmännische Geschäftsleben verlangt eine schnelle Abwickelung der Geschäfte, und das Gesetz trägt dem Rechnung, indem es bei Handelskäufen eine Pflicht zur sofortigen, d. h. nach dem Geschäftsgang baldmöglichst tunlichen Untersuchung der gelieferten Sache und Rüge der gefundenen Fehler bestimmt.

Bei vielen Lieferungen, insbesondere bei der technischen der Maschinen, der Elektrizitäts- und bei ähnlichen Industrien fehlt dem Empfänger der Ware oft die nötige Sachkenntnis, um den gelieferten Gegenstand so zu untersuchen, daß die vorhandenen Mängel notwendig bei der Untersuchung entdeckt werden.

Entgeht dem Empfänger in solchen Fällen ein Fehler, so fragt es sich, ob er das Recht zur nachträglichen Rüge behält, oder ob er aller Ansprüche aus mangelhafter Lieferung verlustig gegangen ist.

Stellt man sich nur auf den Standpunkt des Empfängers, so mag es oft wohl unbillig erscheinen, daß er den Schaden erleiden soll, obwohl ihm eine genaue Sachkenntnis gar nicht zugemutet werden kann, und obwohl er von seinem Standpunkte aus alles getan hat, um seiner Untersuchungspflicht zu genügen.

Aber die Pflicht zu baldmöglichen Untersuchung und Mängelrüge darf nicht von diesem einseitigen Standpunkt aus beurteilt werden.

Wohl mag es entschuldbar sein, daß der Empfänger der Ware ihre technischen Mängel nicht entdeckt. Wollte man damit aber eine Verlängerung det Rügefrist rechtfertigen, so hieße das den Lieferanten benachteiligen.

Die Pflicht zur sofortigen Untersuchung und Rüge ist in erster Linie eine Bestimmung zum Schutze der Interessen des Lieferanten. Der Lieferant ist verantwortlich für sachgemäße Lieferung, und er hat für alle Mängel einzustehen, gleichviel, ob sie von ihm verschuldet sind oder nicht. Aber nur diejenigen Mängel hat er zu vertreten, die bis zum Augenblick der Lieferung vorhanden gewesen, oder wenn sie sich später zeigen, die nicht auf früher vorhandene Mängel zurückzuführen sind. Wenn die Rügefrist verlängert wird, wie soll der Lieferant nachher beweisen, daß er sachgemäß geliefert hat? Wie soll er den Nachweis erbringen, daß die Mängel später entstanden sind?

Die möglichst schnelle und vollständige Untersuchung ist daher ein Recht des Lieferanten, und es wäre unbillig, wenn er darunter leiden sollte, daß der Besteller mangels Sachkenntnis einen Fehler nicht entdeckt.

Der Empfänger muß daher das seinige tun, um durch eine sofortige und erschöpfende Untersuchung die Rechtsstellung des Lieferanten zu sichern, und wenn es ihm an technischen Kenntnissen fehlt, so muß er zur Untersuchung technische Hilfskräfte heranziehen, und er kann nachher aus seiner mangelnden Sachkenntnis keine Rechte mehr herleiten."

Januar 1913.

Die praktische Fördertechnik

Branchen-Ausgabe IV des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur".

Schriftleitung: Ingenieur F. Wilcke, Leipzig.

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Interessante Einzelheiten vom neuen Hängesteg über den Brembo.

Mit Abbildungen, Fig. 1 bis 4.

Zusammenfassung. Beschrieben und in ihren wichtigsten Einzelheiten dargestellt ist ein Drahtseil-Hängesteg von 90 m Länge und 2 m Breite, der für eine Totalbelastung von 40000 kg berechnet wurde.

Die an dieser Stelle in ihren hauptsächlichsten Einzelheiten bereits beschriebene hydroelektrische Zentrale Clenesso liegt in der Nähe des Brembo. Zur Verbindung der auf dem anderen Ufer des Flusses gelegenen Ortschaften mit der Zentrale machte sich die Anlage eines Steges erforderlich. Der erste Steg wurde im Jahre 1906 ganz aus Holz errichtet, mußte aber schon nach kaum 4 Jahren durch den in Fig. 1 dargestellten Hängesteg ersetzt werden. Letzterer ist in Form einer Drahtseilbrücke ausgeführt. Um seine Ausführung zu verstehen, sei bemerkt, daß das linke Ufer des Flusses durch eine steile Felswand gebildet wird, in der die Verankerung der Drahtseile durch Einbau eines Stollen und Aussprengens einer Kammer bewirkt werden konnte. Das rechte Ufer dagegen wird durch Kulturland gebildet, Auflagerflächen für Muffe und Ankerplatte, bezw. für Muffe und Support, wurden kugelgelenkartig gehalten, um kleinere Ungenauigkeiten bei der Herstellung oder bei der Montage auszugleichen.

An den Tragkabeln sind im ganzen 36 Stück Querträger, je aus zwei [-Eisen N.-P. Nr. 16 von je 2,5 m Länge bestehend, in Abständen von 2,5 m durch Hängestangen von 26 mm Durchmesser aufgehängt (vgl. Fig. 2). Die Länge dieser Stangen schwankt zwischen 0,53 und 5,69 m, und sind in Fig. 2 die äußersten und mittleren dargestellt. Die Befestigung der Hängestangen an den Kabeln wird durch sorgfältig mit je sechs Schrauben auf dieselben aufgeklemmte Laschen bewirkt, an welche die Stange mit gabelförmigen Enden gelenkig angeschlossen ist. Um Ungenauigkeiten auszugleichen, ist jede Hängestange außerdem noch mit einem Spannschloß aus Mannesmannrohr versehen. Sämtliche Schlösser liegen in gleicher Höhe. Der Trägeranschluß erfolgt mit Auge und Bolzen.

Auf jedem Uferpfeiler befinden sich zwei gußeiserne Auflager, Fig. 4, Skz. 1 bis 3, bestehend aus zwei Teilen, deren unterer mit dem Pfeiler durch Ankerschrauben fest verbunden ist, während der obere als segmentförmiges Sattelstück auf stählernen Bolzen

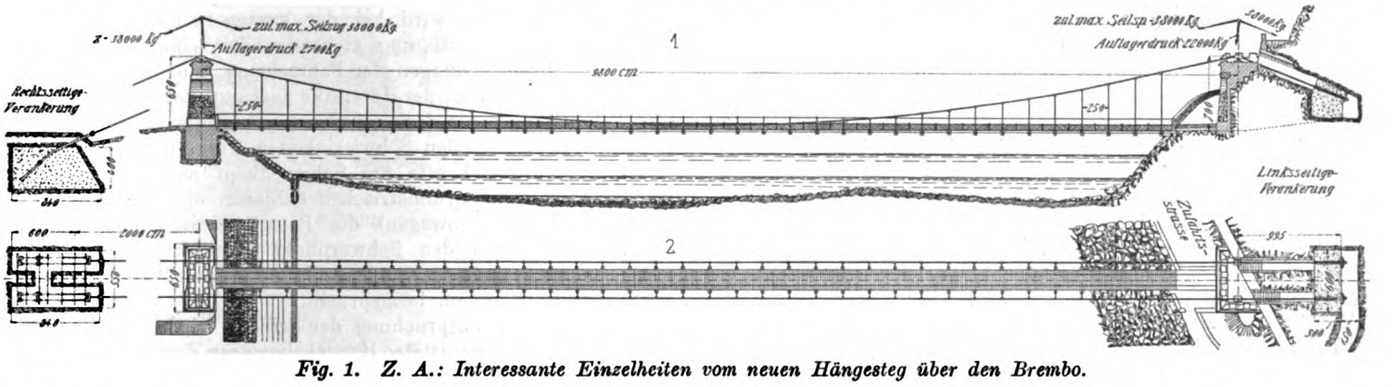


Fig. 1. Z. A.: Interessante Einzelheiten vom neuen Hängesteg über den Brembo.

man mußte also hier die Seile künstlich in einem Betonmassiv verankern. Aus dieser Situation ergab sich für die Brücke die durch Fig. 1, Skz. 1 und 2 veranschaulichte Gesamtanordnung.

Die Länge der Brückenbahn stellt sich auf 90 m, während die Spannweite der Tragkabel von Mitte Pfeiler bis Mitte Pfeiler 98 m beträgt.

Tragkabel, Hängestangen, Klemmplatten, Ankerschrauben usw. sind, wie uns der Ingenieur H. Hickel in Luzern mitteilt, von der Firma Felten & Guilleaume A.-G., Carlswerk, Mülheim a. Rh. geliefert worden.

Auf die Kabelenden sind, nach den vielfach bewährten Ausführungen dieser Firma, Muffen aus Stahl aufgegossen (vgl. Fig. 3)*), von denen die linksseitigen mit Innengewinde versehen sind, wodurch die Verbindung mit den stählernen Spannschrauben möglich wird. Die Spannschrauben erhalten ihren Rückhalt durch Muttern und stählerne Auflagerstücke an den Traversen der in den Betonklotz einbetonierten Eisenrahmen.

Die Muffen auf der rechten Seite legen sich unmittelbar gegen gußeiserne Ankerplatten.

Da es eine dringende Notwendigkeit war, daß auf die Befestigung der Drahtseile in den Muffen die größte Sorgfalt verwendet wird, so wurden die Tragseile direkt mit aufgegossenen Muffen auf die richtige Länge fertig geliefert. Ebenso wurden die Muffe, damit man sie in die Ankerplatte einlegen konnte, aus zwei Teilen hergestellt, welche nach dem Einsetzen der Muffe mit je acht Stück Schrauben fest miteinander verbunden wurden. Die drehbar gelagert ist, um auf diese Weise den Kabelbewegungen bei Temperaturschwankungen Rechnung zu tragen.

Die Hängestangen sind, um Seitenschwankungen zu vermindern, etwas gegen die Senkrechte geneigt, aufgehängt.

Als Tragkabel sind Drahtseile verschlossener Konstruktion angewendet und ist deren Querschnitt aus Fig. 4, Skz. 4 ersichtlich. Diese Kabel eignen sich ganz besonders für Brücken und haben gegenüber gewöhnlichen Drahtseilen den Vorteil der gleichmäßigen Anspannung aller Drähte, des geringeren Durchmessers bei gleichmäßiger Festigkeit, des Wegfalles der sog. Längung und der Verhütung des Rostens von innen nach außen.

Der Berechnung der Tragkabel lag die Forderung zugrunde, daß die in der Hauptsache nur zum Fußgängerverkehr bestimmte Brücke während der Bauperiode der Erweiterungsanlage in verschiedenen Fällen zum Transport von Maschinenteilen im Gewichte bis zu rund 8000 kg benutzt werden sollte.

Mit Rücksicht darauf wurde für die 90 m lange, 2 m breite Brückenbahn eine gleichmäßig verteilte Totalbelastung von 40000 kg in Rechnung gesetzt, so daß auf das laufende m Kabel eine Belastung kam von: $\frac{40000}{2 \cdot 90} = 222$ kg.

Unter Zugrundelegung einer dreifachen Sicherheit, einem Kabelmaterial von 120 kg/mm² Zerreißfestigkeit und der verschlossenen Seilkonstruktion bestimmte sich die (drei- oder viermal auftretende) größte Kabelbeanspruchung zu 45 500 kg, wofür Kabel von 40 mm Durchmesser und 128 000 kg Bruchfestigkeit ausreichten. Das Seilgewicht beträgt 9,4 kg per laufenden Meter.

Auf den U-Eisen-Traversen sind hölzerne Längsbalken verschraubt, auf denen ein Geleise von 1 m Spurweite montiert ist.

*) Fig. 3 zeigt den rechtsseitigen Seilkopf und die linksseitige Verankerung im einzelnen.

Dieses Geleise nimmt zwei kleinere Wagen von je 1,5 m Länge auf. Auf diesen Wagen, welche beim Transport schwerer Maschinenteile rund 6 bis 8 m voneinander entfernt waren, wurde ein Gerüst befestigt, zwischen das man die Last einhängte. Die so auf den Wagen aufgehängte und ausbalanzierte Last wurde dann mittels an den Wagen befestigten Drahtseilen durch einen Wellenbock an das rechtsseitige Bremboufer gezogen, wobei sich bei der maximalen Belastung durch die größten Maschinenteile im Gewichte von 15 000 kg Senkungen der Fahrbahn bis ca. 2 m (? d. Red.) bemerkbar machten.

Die Brücke wurde sofort nach fertiger Montage dem Betriebe übergeben und, wie man aus vorstehender Angabe erkennt, sehr stark in Anspruch genommen. Trotz der Inanspruchnahme hat sich die ganze Konstruktion in allen Teilen bewährt, und sind alle Transporte ohne Unfall verlaufen.

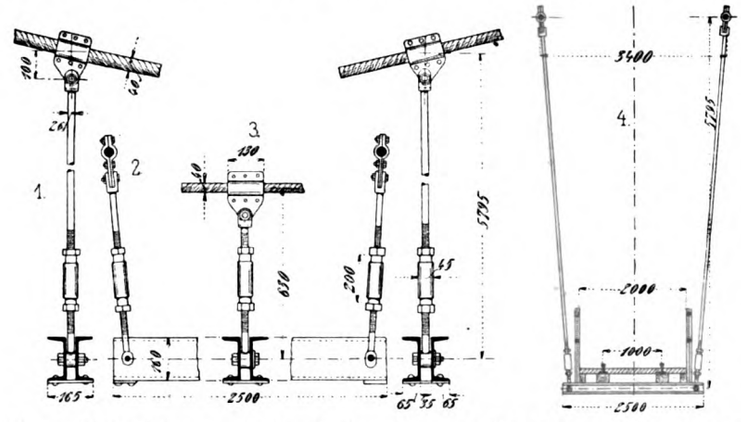


Fig. 2. Z. A.: Interessante Einzelheiten vom neuen Hängesteg über den Brembo.

Die unsymmetrische Hängebahnschiene.

Von Ing. **O. Rödiger** in **Halle a. S.**

Mit Abbildungen, Fig. 5 bis 9.

Zusammenfassung. In der vorliegenden Abhandlung wird die unsymmetrische Hängebahnschiene untersucht, deren Schwerpunkt das Trägheitsmoment und das Zentrifugalmoment bestimmt, desgleichen auch die W-Fläche und der Kern. Eine Tabelle enthält alle gefundenen Werte.

Beim Drahtseil- und Hängebahnbau werden als Schienen (von dem jetzt kaum noch gebräuchlichen Rundeisen abgesehen) Flacheisen- bezw. Pilzkopfschienen verwendet. Abmessungen und Querschnittsfunktionen der gebräuchlichsten Pilzkopfschienen sind in der Tabelle 1 angegeben. Diese Schienen werden von verschiedenen deutschen Walzwerken in Längen von etwa 8 bis 10 m gewalzt.

Die Spannweiten, die sich mit diesen Profilen erreichen ließen, hielten sich in brauchbaren Grenzen, so lange die Eigengewichte der in Frage kommenden Hängebahnfahrzeuge nicht zu hoch wurden. Mit der fortschreitenden Entwicklung des Hängebahnbaues und dem Auftreten immer größerer Eigengewichte der Fahrzeuge (z. B. bei Elektrohängebahnwagen mit Windewerk) reichten die normalen Pilzkopfschienen nicht mehr aus. Es wurde daher die unten näher untersuchte Schiene unsymmetrischen Profils gewalzt oder Schienenquerschnitte gewählt, die aus verschiedenen Profilen zusammengesetzt wurden. So sind z. B. Ausführungen entstanden, bei denen ein Halbrundeisen auf ein ⊔-Eisen oder eine Kran- bezw. Grubenschiene auf ein **I**-Eisen genietet wurde oder auch eine Pilzkopfschiene symmetrischen Querschnittes unter Zuhilfenahme entsprechender Laschen mit einem ⊔-Eisen (seitlich nebeneinander liegend) verbunden wurde. Um eine gewisse Seitensteifigkeit der Schiene zu erreichen, ist man sogar dazu geschritten, dem Beispiel von ausgeführten Kranlaufbahnen folgend, **I**-Eisen mit horizontal darüber gelegtem ⊓-Eisen und Grubenschiene zu kombinieren.

Tabelle 1 (Fig. 6).

Die gebräuchlichsten (symmetrischen) Pilzkopfschienen.

h mm	b mm	d mm	R mm	a mm	c mm	r mm	F cm²	G kg/m	Jx cm⁴	Jy cm⁴	Wx cm³	Wy cm³	Fig. 6 nach Skizze
120	28	6	14	—	14	—	14,4	12,2	240	4,42	40	3,16	1
120	30	8	15	—	15	—	17,0	14,1	280	5,95	46.7	3,97	„
130	30	7	15	—	15	—	17,7	14,5	325	5,88	50	3,92	„
130	30	7	15	10	5	5	19.0	16,2	395	9,24	60,8	6,17	2
130	32	9	16	5	5	5	20,5	16,5	396	9,05	61	5,67	„
160	40	8	20	—	20	—	28	23,5	881	18,3	110	9,15	1

Bei vielen (Elektro)-Hängebahnen findet man die Laufräder des Fahrzeuges auf den unteren Flanschen eines **I**-Trägers laufend. Die Wahl des **I**-Trägers als Fahrschiene ist in einzelnen Fällen von Vorteil, zumal dann, wenn die Bahn geradlinig ist oder nur Kurven von großen Krümmungsradien durchfahren werden. Ausgeschlossen ist die Verwendung des **I**-Eisens als Fahrschiene, sobald Schleppweichen erforderlich werden.

Im allgemeinen wird bei der kurzen in der Praxis für die Konstruktion zur Verfügung stehenden Zeit eine genaue Berechnung der Beanspruchungen der Fahrschiene unterlassen, besonders auch deshalb, weil in der Literatur fast gar keine Angaben über die Trägheitsmomente etc. existieren. Außerdem ist die exakte Berechnung mit großen Schwierigkeiten verknüpft, insbesondere dadurch, daß die Kräfte am Schienenkopf angreifen und (ausgenommen bei den symmetrischen Schienen und bei in Ruhe befindlichem Hängebahnwagen) die Resultierende der auftretenden Kräfte nicht durch den Schwerpunkt des Schienenquerschnittes geht; dadurch wird die Schiene nicht nur auf Biegung, sondern auch noch auf Torsion beansprucht.

Die größte Beanspruchung der Schiene wird z. B. durch einen mit Windewerk ausgerüsteten Hängebahnwagen dann auftreten, wenn beim Anheben der Last ein Schrägzug stattfindet, welcher meist bis zu 10° angenommen werden kann oder durch einen in der Fahrt befindlichen Wagen, welcher infolge von Bahnkrümmungen und von Winddruck seitlich ausschwingt. Dieser außer von der Stärke des Winddruckes noch von der Fahrgeschwindigkeit in den Kurven abhängige Ausschwingungswinkel kann für die meisten Verhältnisse zu etwa 10 bis 12° (von der Senkrechten ab gerechnet) in Rechnung gesetzt werden.

Um die Schwierigkeiten der exakten Rechnung zu umgehen,

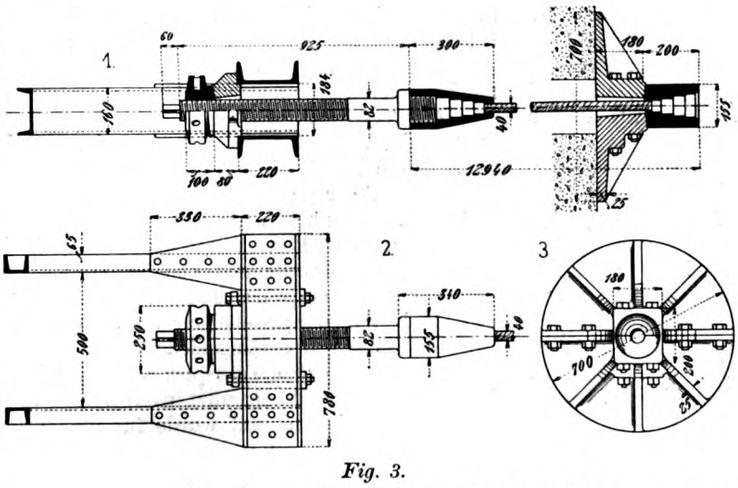


Fig. 3.

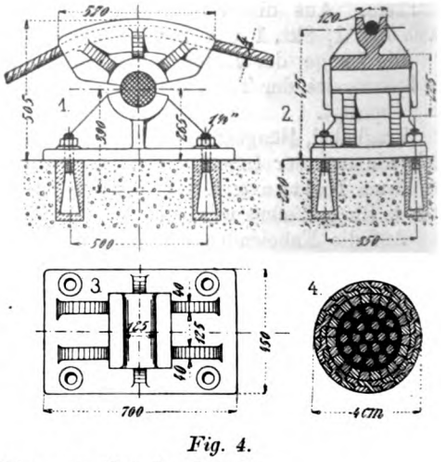


Fig. 4.

Fig. 3 u. 4. Z. A.: Interessante Einzelheiten vom neuen Hängesteg über den Brembo.

macht man deshalb vorteilhaft die Annahme, daß die Resultierende durch den Schwerpunkt des Schienenquerschnittes geht und berücksichtigt das auf den Querschnitt einwirkende verdrehende Moment dadurch, daß man die zulässige Beanspruchung entsprechend niedriger wählt.

Für die unsymmetrische Hängebahnschiene,*) deren Querschnittabmessungen aus Fig. 5 hervorgehen, sollen im folgenden die zur Berechnung der Beanspruchung erforderlichen Trägheits- und Zentrifugalmomente ermittelt werden.

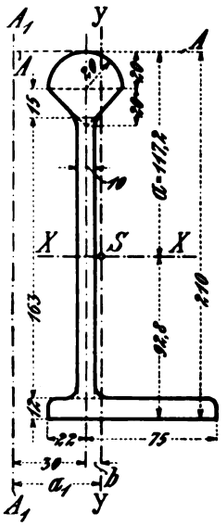


Fig. 5.

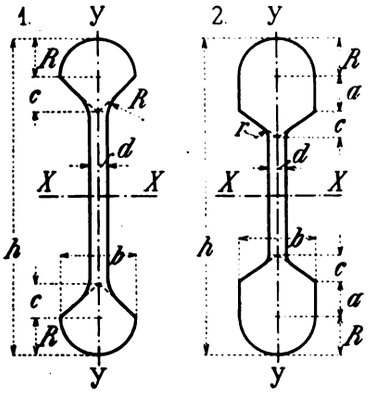


Fig. 6.

Fig. 5 u. 6. Z. A.: Die unsymmetrische Hängebahnschiene.

1. Ermittlung des Schwerpunktes.

Von einer Berücksichtigung der Abrundungen des Fußes und der Übergänge zwischen dem Steg und Kopf bezw. Fuß der Schiene soll zunächst, weil unwesentlich, abgesehen werden.

Mit den in die Fig. 5 u. 7 eingeschriebenen Maßen ergibt sich:

für den Halbkreis des Kopfes:

Flächeninhalt: $f_1 = 6{,}2832$ qcm,

Schwerpunktsabstand: $y = \frac{4}{3} \cdot \frac{r}{\pi} = 0{,}85$ cm;

für das Trapez des Kopfes:

Flächeninhalt: $f_2 = \frac{4+1}{2} \cdot 1{,}5 = 3{,}75$ qcm,

Schwerpunktsabstand: $y = \frac{4+2\cdot 1}{1+4} \cdot \frac{1{,}5}{3} = 0{,}6$ cm;

für den rechteckigen Teil des Steges:

Flächeninhalt: $f_3 = 1 \cdot 16{,}3 = 16{,}3$ qcm,

Abstand des Schwerpunktes von der 1 cm breiten Seite = $\frac{16{,}3}{2} = 8{,}15$ cm;

für den rechteckigen Fuß:

Flächeninhalt: $f_4 = 1{,}2 \cdot 9{,}7 = 11{,}64$ qcm.

Es ist dann:

Inhalt der einzelnen Flächenteile	Abstand der einzelnen Flächenteile von der Achse A A	Moment der einzelnen Flächenteile in bezug auf die Achse A A
f_1 (Halbkreis) = 6,2832 cm²	1,15 cm	7,23 cm³
f_2 (Trapez) = 3,7500 „	2,60 „	9,74 „
f_3 (Steg) = 16,3000 „	11,65 „	190,00 „
f_4 (Fuß) = 11,6400 „	20,40 „	237,50 „
Gesamtfläche des Querschnittes 37,9732 cm²**)	Sa. der Momente = 444,47 cm³	

*) Diese Schiene wird von verschiedenen Walzwerken in Längen von ca. 8 bis 10 m hergestellt.

**) Aus wiederholter Messung mit dem Planimeter wurde der Flächeninhalt des Schienenquerschnittes mit Berücksichtigung der Abrundungen zu 37,8 cm² ermittelt.

Der Abstand a des Schwerpunktes S des Gesamtquerschnittes von der Achse A A ist dann:

$$a = \frac{444{,}47}{37{,}9732} = 11{,}72 \text{ cm}.$$

Für die Achse $A_1 A_1$ (30 mm vom Mittelpunkt des Schienenkopfes entfernt angenommen) ist dann:

Inhalt der einzelnen Flächenteile	Abstand der einzelnen Flächenteile von $A_1 A_1$	Moment der einzelnen Flächenteile in bezug auf die Achse $A_1 A_1$
f_1 (Halbkreis) = 6,2832 cm²	3 cm	18,75 cm³
f_2 (Trapez) = 3,7500 „	3 „	11,22 „
f_3 (Steg) = 16,3000 „	3 „	48,80 „
f_4 (Fuß) = 11,6400 „	5,65 „	65,80 „
Gesamtfläche 37,9732 cm²	Sa. der Momente = 144,57 cm³	

Der Abstand a_1 des Schwerpunktes S des Gesamtquerschnittes von der Achse $A_1 A_1$ ist dann:

$$a_1 = \frac{144{,}57}{37{,}9732} = 3{,}82 \text{ cm und damit wird:}$$

$$b = a_1 - 3 = 3{,}82 - 3 = 0{,}82 \text{ cm}.$$

2. Bestimmung des Trägheitsmomentes J_x für die Achse XX (siehe Fig. 5 u. 8, Skz. 1).

Für die Halbkreisfläche des Kopfes ist das auf die Schwerachse $S_1 S_1$ bezogene Trägheitsmoment:

$$J_{s_1} = 0{,}1098 \cdot r^4 = 0{,}1098 \cdot 2^4 = 1{,}758 \text{ cm}^4.$$

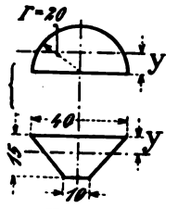


Fig. 7.

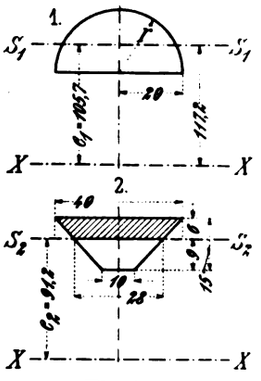


Fig. 8.

Dann ist das auf die Achse XX bezogene Trägheitsmoment der Halbkreisfläche:

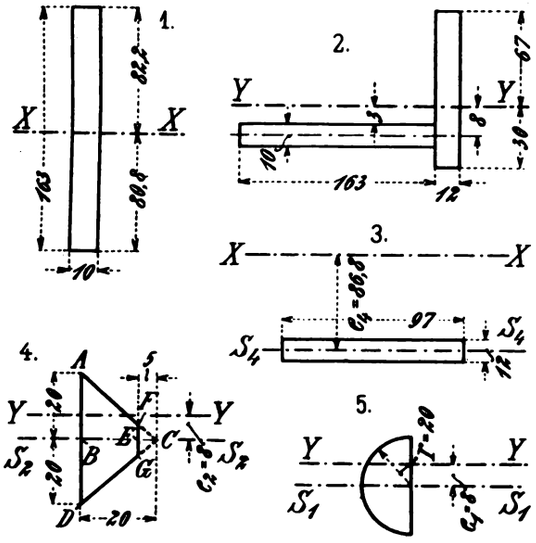


Fig. 7 bis 9. Z. A.: Die unsymmetrische Hängebahnschiene.

$$J_{x_1} = J_{s_1} + f_1 \cdot e_1^2 = 1{,}758 + 6{,}2832 \cdot 10{,}57^2 = 698{,}758 \text{ cm}^4.$$

Für die Trapezfläche des Kopfes (Fig. 8, Skz. 2) ist:

a) für den oberen (schraffierten) Teil des Trapezes das Trägheitsmoment, bezogen auf die Achse $S_2 S_2$ (Schwerachse des gesamten Trapezes), wenn man den schraffierten Teil auffaßt als Rechteck von der Breite 40 mm und der Höhe 6 mm vermindert um die beiden punktierten rechtwinkligen Dreiecke von den Kathetenlängen 6 mm

$$J_{s_2} = \frac{4 \cdot 0{,}6^3}{3} - 2\left(\frac{0{,}6 \cdot 0{,}6^3}{12}\right) = 0{,}267 \text{ cm}^4,$$

b) für den unteren (nicht schraffierten) Teil des Trapezes:

$$J_{s_2} = \frac{2{,}8 \cdot 0{,}9^3}{3} - 2\left(\frac{0{,}9 \cdot 0{,}9^3}{4}\right) = 0{,}352 \text{ cm}^4,$$

folglich ΣJ_{s_2} für das ganze Trapez:

$$\Sigma J_{s_2} = 0{,}267 + 0{,}352 = 0{,}619 \text{ cm}^4.$$

Damit wird das auf die Achse XX bezogene Trägheitsmoment der Trapezfläche:

$$J_{x_2} = \Sigma J_{s_2} + f_2 \cdot e_2^2 = 0{,}619 + 3{,}75 \cdot 9{,}12^2 = 312{,}619 \text{ cm}^4.$$

Für den Steg wird das auf die Achse XX bezogene Trägheitsmoment (Fig. 9, Skz. 1):

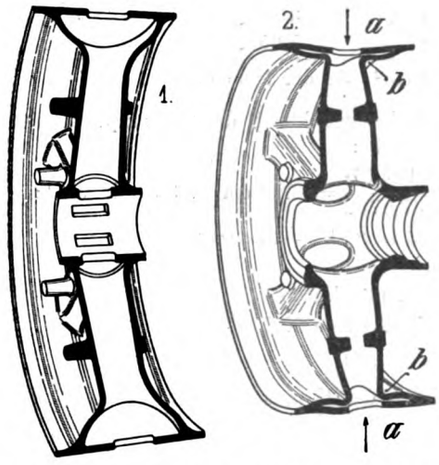


Fig. 10. Z. A.: Hohlräder aus Elektrostahlguß.

$$J_{x_3} = \frac{1 \cdot 8{,}22^3}{3} + \frac{1 \cdot 8{,}08^3}{3} = 185 + 175{,}8 \text{ cm}^4$$

$$J_{x_3} = 360{,}8 \text{ cm}^4.$$

Für den Fuß ist das auf die Achse XX bezogene Trägheitsmoment (Skz. 3):

$$J_{x_4} = J_{s_4} + f_4 \cdot e_4^2$$

$$J_{x_4} = \frac{9{,}7 \cdot 1{,}2^3}{12} + 11{,}64 \cdot 8{,}68^2$$

$$J_{x_4} = 879{,}39 \text{ cm}^4.$$

Für den Gesamtquerschnitt wird dann:

$$J_x = \Sigma\,(J_{x_1} \text{ bis } J_{x_4}) = 698{,}758 + 312{,}619 + 360{,}8 + 879{,}39$$

$$J_x = 2251{,}5673 \text{ cm}^4.$$

3. Bestimmung des Trägheitsmomentes J_y für die Achse YY (siehe Fig. 9).

Für die Halbkreisfläche des Kopfes ist das auf die Schwerachse $S_1 S_1$ bezogene Trägheitsmoment (Skz. 5):

$$J_{s_1} = \frac{\pi \cdot r^4}{8} = 0{,}3927\, r^4 \text{ und damit:}$$

$$J_{y_1} = J_{s_1} + f_1 \cdot e_1^2 = \frac{\pi \cdot r^4}{8} + 6{,}2832 \cdot 0{,}8^2 = 10{,}3 \text{ cm}^4.$$

Für die Trapezfläche (Skz. 4) des Kopfes (aufgefaßt als Summe der beiden Dreiecke ABC und BCD, vermindert um die Summe der beiden Dreiecke FEC und ECF) wird das Trägheitsmoment für die Schwerachse $S_2 S_2$:

$$J_{s_2} = 2\left(\frac{2 \cdot 2^3}{12}\right) - 2\left(\frac{0{,}5 \cdot 0{,}5^3}{12}\right) = 2{,}67 - 0{,}0104$$

$$= 2{,}66 \text{ cm}^4.$$

Damit wird das auf die Achse YY bezogene Trägheitsmoment:

$$J_{y_2} = J_{s_2} + f_2 \cdot e_2^2$$

$$J_{y_2} = 2{,}66 + 3{,}75 \cdot 0{,}8^2 = 5{,}06 \text{ cm}^4.$$

Für den Steg (Skz. 2) wird:

$$J_{y_3} = \frac{16{,}3 \cdot 1{,}3^3}{3} - \frac{16{,}3 \cdot 0{,}3^3}{3} = 11{,}8 \text{ cm}^4$$

und für den Fuß wird:

$$J_{y_4} = \frac{1{,}2 \cdot 6{,}7^3}{3} + \frac{1{,}2 \cdot 3^3}{3} = 130{,}8 \text{ cm}^4.$$

Das Trägheitsmoment des Gesamtquerschnittes, bezogen auf die Achse, YY wird dann:

$$J_y = \Sigma\,(J_{y_1} \text{ bis } J_{y_4}) = 10{,}3 + 5{,}06 + 11{,}8 + 130{,}8$$

$$J_y = 157{,}96 \text{ cm}^4.$$

(Fortsetzung folgt.)

Hohlräder aus Elektrostahlguß.

Mit Abbildungen, Fig. 10 u. 11.

Zusammenfassung. Das beschriebene Rad ist dadurch interessant, daß man es beisp. durch vier Schläge mit einem 1000 kg-Fallbär aus 8 m Höhe beanspruchen konnte, ohne daß es zu Bruch ging; Speichen und Kreuz sind eben sehr elastisch.

Von allen bisher bekannt gewordenen Rädern für schwere Wagen bietet wohl das Hohlrad aus Elektrostahlguß die größte Sicherheit gegen Bruch. Es sollte deshalb besonders für Motor-Omnibusse leichte sowie schwere Motor-Lastwagen und ähnliche schnellaufende Vehikel verwendbar sein.

Die Räder werden zur Aufnahme der Bereifung fertig geliefert und gewährt ein einzelnes Rad ohne Reifen in der Seitenansicht das Bild Fig. 11, Skz. 1, im Vertikalschnitt des Fig. 10, Skz. 1.

Man erkennt, daß das ganze Bild, d. h. Nabe, Speichen und Felgen ein einziges Hohlgußstück darstellt, dessen Festigkeit, da man es mit einem Hohlkörper zu tun hat, eine sehr große ist. Das wird übrigens auch durch die Versuche bestätigt, denen derartige Räder im Elektrostahlwerk Georg Fischer in Schaffhausen sowohl als in anderen Versuchsanstalten unterworfen wurden. So zeigte, um nur ein Beispiel anzuführen, ein durch vier Schläge mit einem Fallbär von rund 1000 kg aus 8 m Höhe beanspruchtes Rad nach dem vierten Schlage, nur die aus Fig. 11, Skz. 2 erkennbaren Verbeulungen, ein Bruch war nirgends eingetreten, sondern es hatten nur einzelne Teile des Radkranzes und der Nabe Verbiegungen erlitten.

Ein gleichgroßes Rad mit vollem Kranz und acht im Querschnitt +-förmigen Speichen, das mit demselben Fallgewicht und derselben Schlagzahl aber nur aus 4 m Fallhöhe beansprucht wurde, erwies sich nach dem vierten Schlag an vier Stellen im Kranze gebrochen. Ganz abgesehen von den Verbiegungen, die der Kranz und auch die Speichen erlitten hatten.

Man wird sich, im Anschluß an das Vorstehende, naturgemäß unwillkürlich fragen, woher es kommt, daß das Hohlrad umsoviel widerstandsfähiger ist, als das Rad mit vollem Kranze und vollen Speichen. Die Antwort ist sehr einfach. Beim Hohlrad werden eben durch den Anprall des Bärs auf die Stelle a, Skz. 2, Fig. 11 Kranz und Speichen c des Rades, wenn man so sagen darf, nur einfach ineinander gefaltet. Die Faltstelle liegt bei b. Diese tatsächlich nur rein örtliche Deformationsarbeit genügt, um die Wirkung des Schlages zu nichte zu machen, so daß die übrigen Teile des Rades durch die Schlagarbeit nicht in Mitleidenschaft gezogen werden. Man merkt auch nichts von einem plötzlichen Breitdrücken des Rades, ebenso nichts von einer Überanstrengung der Speichen d in Richtung der Pfeile in Skz. 2, Fig. 11. Im Gegenteil, der ganze Deformationsprozeß vollzieht sich schrittweise, jeder Schlag hat eine schwache Verbiegung im Gefolge, von einem plötzlichen Bruch ist nichts zu spüren, es treten nur mehr oder minder starke Verbiegungen ein, die wieder lediglich die Zähigkeit des Materials erweisen.

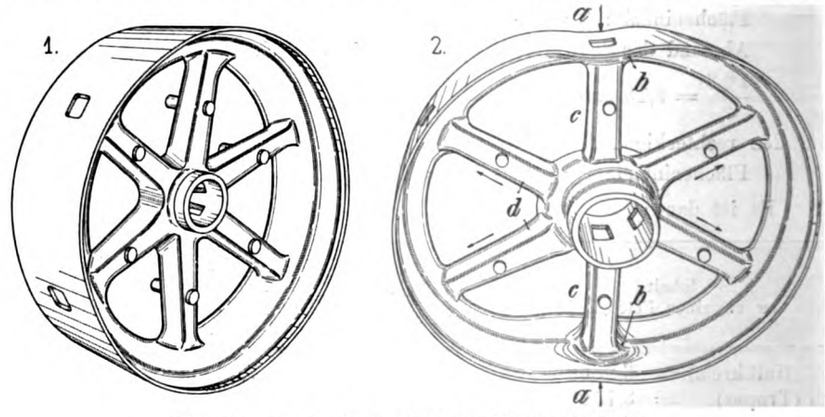


Fig. 11. Z. A.: Hohlräder aus Elektrostahlguß.

Räder dieser Art sind nach alledem den gewöhnlichen Holzrädern und auch solchen mit vollgegossenen Metall-Speichen und ebensolchem Kranz entschieden vorzuziehen.

Februar 1913.

Die praktische Fördertechnik

Branchen-Ausgabe IV des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur".

Schriftleitung: Ingenieur F. Wilcke, Leipzig.

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Ein neuer Mastenkran für Bauzwecke.

Mit Zeichnungen auf Tafel 8 und Abbildung, Fig. 12 bis 15.

Zusammenfassung. Beschrieben wird ein neuartiger, an einem festen Gerüst vor dem betreffenden Bauwerke entlang laufender Mastenkran, der sich von den bei uns üblichen vor allem dadurch unterscheidet, daß bei ihm der Ausleger auf dem Kopfe des Ständers im Kreise ausschwingbar befestigt ist, so daß also unterhalb des Auslegers der volle Raum für die Ausnutzung frei bleibt. Die sehr einfache Konstruktion empfiehlt sich zur Nachahmung.

In Frankreich verwendet man neuerdings bei öffentlichen und privaten Bauten vielfach einen Mastenkran, der sich von den bei uns zu diesem Zwecke eingeführten Kranen gleichen Typs in mancher Hinsicht unterscheidet. Vor allen Dingen ist die ganze Konstruktion so durchgeführt, daß durch den Ausleger selbst nicht immer ein Teil des Arbeitsfeldes in Anspruch genommen wird; man denke hierbei nur an die bei uns üblichen Baukrane dieser Art, mit vertikal um einen Zapfen schwingenden Ausleger.

Der Kran ist eine Konstruktion der Firma Louis Perbal & Cie. und läuft wie die bei uns üblichen Mastenkräne auf einer Schiene, die in bekannter Weise unmittelbar auf dem Erdboden verlegt wird. Gegen Umkanten ist der Ständer des Kranes (der Mast) durch eine zweite Führung in einer Höhe von etwa 10 m über dem Erdboden gesichert. Selbstverständlich ist der Mast des Kranes ebenfalls nach dem Gittersystem ausgeführt.

Im Speziellen ist zu bemerken, daß die Bodenschiene a (Fig. 12) durch eine normale 48 kg-Schiene gebildet wird, die man parallel zu der Außenwand des Gebäudes verlegt. Man hält dabei für gewöhnlich einen Abstand von mindestens $^1/_2$ m ein. Der Ständer des Kranes läuft auf dieser Schiene mit zwei Rollen, die in einem Abstand von 5 m in einem U-Eisenrahmen befestigt sind und ihren Antrieb in der aus Fig. 15 ersichtlichen Weise durch konische Räder erhalten.

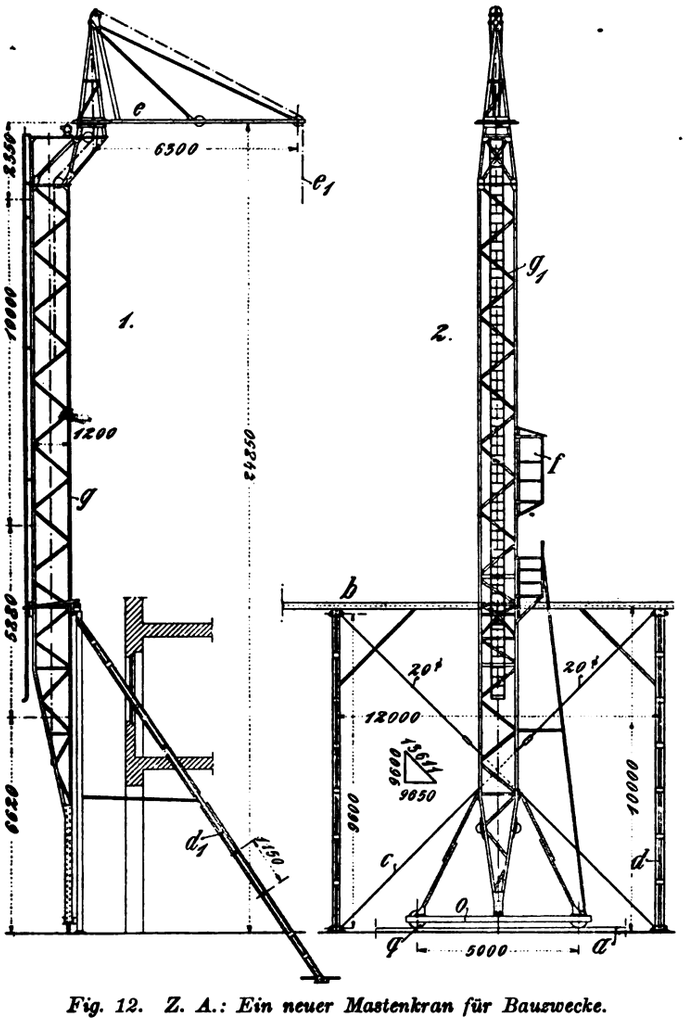


Fig. 12. Z. A.: Ein neuer Mastenkran für Bauzwecke.

Die obere Laufschiene b wird durch ein Grey-Profil, einen Differdinger I-Träger Nr. 20 gebildet. Dieses Profil ist horizontal gelagert und wird in Abständen bis zu 12 m durch schmiedeiserne Stützen getragen. Die Stützen haben gewöhnlich, von dem 18 cm hohen Fuße ab gemessen, 9,6 m Höhe und werden oben je durch ein rund 300 mm hohes Kopfstück abgeschlossen. Die Kopfstücke greifen in das Grey-Profil hinein und sind mit ihm derart verbunden, daß dem ganzen System eine gewisse Beweglichkeit innewohnt, die bekanntlich erforderlich ist, damit das Eisen sich unter dem Einfluß der Wärme ausdehnen kann. Gegen ungewolltes Verschieben sind die Ständer durch Rundeisen-Diagonalen c aus 20 mm Rundeisen gesichert, ebenso sind Kopfbänder eingezogen, um auf diese Weise die freitragende Länge der Schiene b zwischen den Ständern etwas zu verkleinern.

Jeder Ständer ist mit der Schiene b durch Rollen verbunden, derart, daß diese Rollen sich in der aus Fig. 15 bis 22 ersichtlichen Weise innerhalb des I-Profiles führen. Durch Winkeleisen und Laschen werden die Rollen gehalten. Außerdem führen sie sich in einem Rahmen, der ebenfalls aus Winkeleisen und Zwickelblechen zusammengesetzt ist. Auf diese Weise soll jede Schwankung des Mastes vermieden werden. Das Schwanken der Stützen d aber wird durch die schrägen Stützen d_1 verhindert, die unter Benutzung der aus Fig. 13 ersichtlichen Füße im Erdboden verankert werden. Jeder dieser Füße besteht aus zwei U-Eisen h, die miteinander durch die Blechtraverse l verbunden sind. Letztere enthält ein Loch, an welchem die Stütze d_1 durch einen Zapfen leicht beweglich, also gelenkig, befestigt ist. Die U-Eisen wiederum werden durch starke Bohlen gehalten. Die Abmessungen der Bohlen sind so bemessen, daß eine möglichst geringe Belastung vorhanden ist.

Lassen sich die Stützen d im Mauerwerk eines vorhandenen Gebäudes verankern, so benutzt man Halter nach Fig. 14. Diese bestehen je aus zwei U-Eisen k, die durch Winkeleisen l in einem festen Abstand voneinander gehalten werden. Von den Winkeleisen ist jedoch nur das eine Paar mit den U-Eisen fest verbunden, das zweite läßt sich an den U-Eisen horizontal verstellen. Auf diese Weise ist es möglich, die Befestigung an Mauern jeder normalen Stärke vorzunehmen.

Der Mast selbst ist konstruktiv in der aus Fig. 2, 9 und 12 ersichtlichen Weise ausgeführt. d. h. er wird durch die vier Eck-Winkeleisen gebildet, die in Abständen von etwa 2 m durch Horizontalen verbunden sind. Je ein solches Feld ist außerdem durch zwei Diagonalen in der aus Fig. 10 u. 11 ersichtlichen Weise versteift. Nach unten zu sind die Winkeleisen (vgl. Abb., Fig. 12 und Fig. 9 bis 12 auf der Tafel) zu einem Fuße zusammengezogen, dessen Gesamtbreite am untersten Ende nicht mehr als 200 mm beträgt. An diesem Fuße greifen die schon erwähnten U-Eisen an, zwischen denen sich die Laufrollen des Mastes bewegen. Zum Besteigen der Mastspitze dient die aus Abb., Fig. 12 und aus Fig. 2 der Tafel ersichtliche Leiter, die naturgemäß gleich dem Maste selbst in Abschnitte von 2 m Länge zerlegt wurde, damit man beim Zusammensetzen der einzelnen Teile des Ständers auch die Leiter gleich mit zusammensetzen kann.

Im Ganzen gehören soviel einzelne Teile zu einem Maste, daß Höhen bis zu 35 m glatt überwunden werden können.

Das Kopfstück (Fig. 2) des Mastes ist, wie man sieht, nach

der einen Seite konsolenartig ausgekragt und nimmt dort die Drehscheibe für den Ausleger (Fig. 2 und 3) auf.

Diese Drehscheibe wird durch einen Winkeleisenrahmen gebildet, an dem, wie man aus Fig. 6, 16 und 17 erkennt, vier Rollen angeordnet sind. Diese stellen die Führung für den Laufkranz des Auslegers dar, und letzterer wieder wird durch einen Gitterständer sowie den horizontalen Auslegerarm gebildet. Steifen (vgl. Fig. 3 bis 5) halten den Arm fest, auch trägt er ein System von Laufrollen zur Führung des Lastseiles usw., wie sie zum Heben der Last und zum Drehen des Auslegers um seine vertikale Achse erforderlich sind.

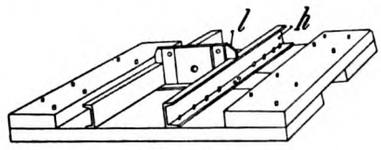


Fig. 13.

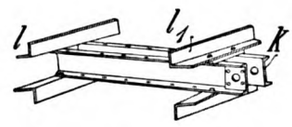


Fig. 14.

Fig. 13 u. 14. Z. A.: Ein neuer Mastenkran für Bauzwecke.

Das Windewerk des Kranes umfaßt drei Teile:

1. die Winde zum Heben der Last am Seile l_1,
2. die Winde zum Verschieben des ganzen Kranes am Laufgerüst, und
3. den Mechanismus zum Drehen des Auslegers um seine vertikale Achse.

Naturgemäß ist der elektrische Strom für alle drei Bewegungen als Antriebsmittel benutzt worden. Die Winde selbst hat, wie üblich, eine Trommel, auf die sich das Lastseil aufwickelt. Mit der Trommel ist der Bremskasten verbunden, in dem sich ein System von Sperrklinken bewegt, die im geeigneten Moment die Trommel selbsttätig feststellen. Die Winde ist so konstruiert, daß sie mit zwei Geschwindigkeiten arbeiten kann; mit einer solchen von 4,2 m und einer von 10,5 m. Sämtliche Kupplungen sind Reibungskupplungen mit Reibungsflächen aus Phosphorbronze. Der Antrieb für das Kranfahren ist nach „Portef. econom. des mach." selbstverständlich so eingerichtet, daß der Kran am Klettergerüst vorwärts und rückwärts fahren kann. Zu dem Zwecke dient der aus Fig. 15 ersichtliche Radsatz; dieser empfängt seine Bewegung von der Welle m (Fig. 7) am Ständer durch Vermittelung des konischen Radsatzes, dessen Achsen o_1 am Fuße der Traverse o gelagert sind. Das große konische Rad n betätigt die konischen Räder auf den Achsen p und diese wieder greifen in die Zahnkränze an den Rollen q in der Traverse ein.

A. Christ.

Maßregeln an den Alternatoren, am Netz und an den Motoren zur erfolgreichen Abhilfe der Mängel. Es wird ferner ein Vergleich mit dem fast zur gleichen Zeit bei der New Yorker Centralbahn eingeführten Gleichstromsystem gezogen.

Gegenwärtig wird die Einführung des elektrischen Betriebes auf mehreren europäischen Vollbahnen besonders lebhaft und mit Ernst erwogen. Verschiedene größere Projekte, z. B. Lauban-Königszelt, die Berliner Stadtbahn, die Wiener Ringbahn usw. sollen auf Grund der guten Erfahrungen, die man mit dem elektrischen Betriebe an anderen Orten, z. B. Dessau—Bitterfeld und Hamburg — Ohlsdorf — Blankenese gemacht hat, demnächst zur praktischen Ausführung gelangen. Der elektrische Bahnbetrieb hat auch in der Schweiz und in Italien bereits in größerem Umfange erfolgreich Anwendung gefunden.

Daß der elektrische Betrieb von Vollbahnen auch auf einem Teil der sächsischen Staatseisenbahnen (zunächst natürlich nur auf geeigneten Probestrecken) in nächster Zeit ausgeführt werden soll, ergibt sich aus den Mitteilungen, die der Generalpräsident Ulbricht, in einer der letzten Sitzungen des Sächsischen Abgeordnetenhauses zu Dresden gemacht hat.

Die bisherigen Erfahrungen haben gezeigt, daß zum Betriebe elektrischer Vollbahnen einphasiger Wechselstrom am geeignetsten ist. Wo Linien nicht allzugroßer Ausdehnung in Frage kommen, hat sich auch Gleichstrom bewährt. Bemerkenswert ist es, daß man hier mit den Fahrdrahtspannungen schon auf 2000 Volt angelangt ist. Während früher ein Arbeiten mit derartig hohen Gleichstromspannungen ausgeschlossen war, läßt sich heute bei Verwendung von Wendepolen an den Motoren ein anstandsloser Betrieb ermöglichen. Hierbei sind mindestens je zwei Motoren in Serie geschaltet, so daß pro Motor maximal nur die halbe Fahrdrahtspannung entfällt.

Der Drehstrom ist in letzter Zeit bei der Elektrifizierung von Vollbahnen etwas gegenüber früher in seiner Bedeutung zurückgetreten. Die Gründe sind darin zu finden, daß diese Stromart mindestens zweier oberirdischer Fahrdrähte bedarf, wodurch die Anlage der oberirdischen Leitungen wesentlich verteuert wird. Es ergeben sich ferner Schwierigkeiten bei Kreuzungen und Weichen.

Die Drehstrom-Induktionsmotoren haben weiter ausgeprägte Nebenschlußcharakteristik, während gerade für den Bahnbetrieb Seriencharakteristik der Motoren erwünscht ist. Es wird daher genügen, die Betrachtungen auf das Gleichstrom- und Einphasen-Wechselstromsystem zu beschränken.

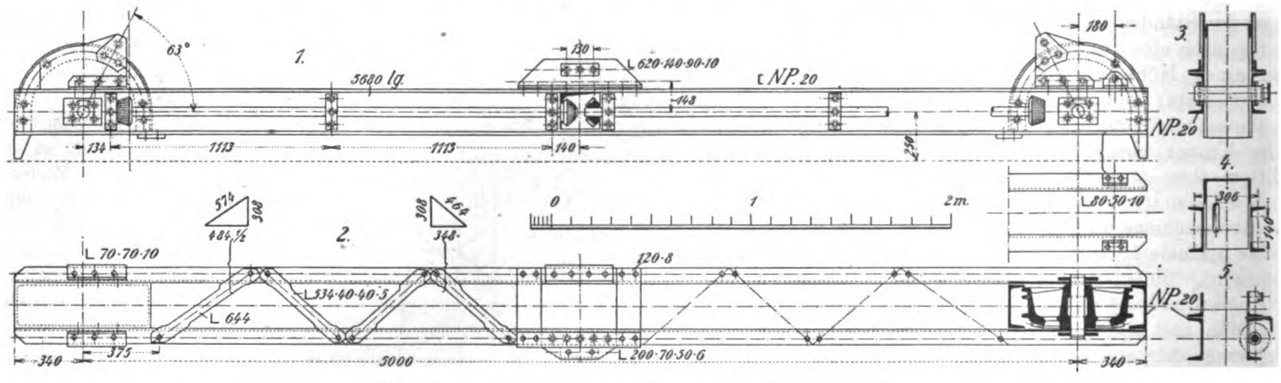


Fig. 15. Z. A.: Ein neuer Mastenkran für Bauzwecke.

Die ersten Erfahrungen mit der Einführung des elektrischen Betriebes auf amerikanischen Vollbahnen.

Von **Gustav W. Meyer, Zwickau.**

Zusammenfassung: Es wird das Einphasen-Wechselstromsystem der New York-New Haven-Bahn, welche dasselbe als erste der größeren amerikanischen Bahngesellschaften auf ihren Vorortlinien einführte, besprochen. Hierbei kommen die Mängel zur Erwähnung, die sich bei dem Betrieb desselben herausstellten, ebenso die getroffenen

Für die Beurteilung des Wertes der beiden Systeme waren besonders die in New York gemachten Erfahrungen wertvoll. In diese Stadt münden nämlich Vollbahnen, die teils mit Gleichstrom, teils mit einphasigem Wechselstrom betrieben werden. Es sollen vor allen Dingen die Mängel erwähnt werden, die sich während der ersten Betriebsmonate bei den beiden Systemen herausstellten und gleichzeitig die Wege angegeben werden, die man ging, um jenen abzuhelfen. Man darf mit gutem Recht sagen, dass hier die amerikanischen Ingenieure ein gutes Stück Pionierarbeit geleistet haben.

Bei dem Einphasenbetriebe der New York-New Haven-Bahn stellten sich vor allen Dingen Mängel an den Turbogeneratoren heraus. Das Magnetfeld derselben wurde durch die bei diesem Betriebe charakteristische pulsierende Ankerrückwirkung vollständig aus der ursprünglichen Bahn (bei stromlosen Anker) gedrängt. Dies hatte natürlich eine ungleichmäßige Verteilung des Kraftfeldes zur

Folge, was zu in mancher Hinsicht, ähnlichen Erscheinungen wie bei der Ankerrückwirkung bei großen nicht kompensierten Gleichstrommaschinen führen mußte. Um diesem Übelstande zu begegnen, wurden die lamellierten Pole durch massive Pole aus Gußstahl ersetzt. Wenn nun auch dadurch ein Teil der übermäßigen Ankerrückwirkung und Streuung aufgehoben und die Leistung der Maschine eine bessere wurde, so war doch noch eine übermäßige Erwärmung der Pole vorhanden.*) Diese wurde schließlich dadurch beseitigt, daß in die Oberfläche derselben eine Le Blancsche Dämpferwicklung (nach Art der Käfigwicklung bei Drehstrom-Induktionsmotoren) angeordnet wurde, deren Querschnitt hinreichend groß für einen starken Strom mit möglichst kleinem Jouleschen Effektverlust bemessen wurde. Bei dieser Änderung erfüllten die Alternatoren die ursprünglich gestellten Garantien.**)

Angestellte Messungen ergaben ferner, daß bei der Anordnung der Le Blanc'schen Dämpferringe der Kurzschlußstrom der Alternatoren 5000 Ampère betrug. Es ist dies der fünfzehnfache Betrag der normalen Stromstärke bei voller Belastung. Die Zugkraft, die auf die Spulenköpfe ausgeübt wird, variiert nun mit dem Quadrate des maximalen Kurzschlußstromes. Sie betrug also bei Kurzschluß auf der Strecke hier das $15^2 = 225$ fache gegenüber der normalen Beanspruchung. Damit die aus den Nuten herausragenden Spulenköpfe dieser kolossalen Zugbeanspruchung auch Stand hielten, wurden sie durch besondere Schutzringe festgehalten, so daß eine mechanische Beanspruchung der Kupferwindungen selbst nicht eintreten kann.

Um die schädliche Wirkung von evtl. auftretenden Kurzschlüssen, die im Bahnbetriebe (z. B. bei zufälligem gleichzeitigem Anfahren mehrerer Züge) nicht gut ganz zu vermeiden sind, noch weiter zu vermindern, wurden in die von der Maschine ausgehenden Kabel Luftdrosselspulen in Serie geschaltet.***) Auch bei der oberirdischen Stromzuführung machten sich Änderungen notwendig, da die Isolation derselben eine ungenügende war.†) Es war z. B. erforderlich, nachträglich die doppelte Zahl von Verankerungsisolatoren vorzusehen. Diese Änderungen waren sehr zeitraubend und kostspielig, da der Verkehr bei den Auswechselungsarbeiten in keiner Weise gestört werden durfte. Sie waren aber unbedingt erforderlich, da bei der anfänglich schlechten Isolation der oberirdischen Leitungen außerordentlich große Stromverluste entstanden.

Die Kosten der ursprünglichen Leitung wurden 1906 von einem Experten zu 40 000 Mk. pro km angegeben. Infolge der getroffenen Abänderungen stellten sich dieselben jedoch bei der Ausführung auf 125 000 Mk. pro Kilometer.††)

Schwierigkeiten stellten sich beim Betriebe ferner dadurch ein, daß die automatischen Ausschalter fortwährend herausfielen und dadurch eine große Zahl von Zugverspätungen herbeiführten. Dieser Übelstand machte sich sowohl bei den Automaten in der Zentrale als auch bei denen der Linie bemerkbar.

Diesem Übelstand wurde in gleicher Weise wie bei den Alternatoren abgeholfen, indem man in die betreffenden Speisekabel (feeders) Drosselspulen (Reactance coils) von kleinem Ohmschen Widerstand aber mit hohem Selbstinduktionskoeffizienten einschaltete.

Die Drosselspulen arbeiteten bei evtl. auftretenden Kurzschlüssen auf der Linie gewissermaßen als Stoßauffänger, wodurch der Strom, welcher bei momentanem Kurzschluß den Automaten auslöst, begrenzt wird. (Schluß folgt.)

*) Vergl. Transactions of A. I. E. E.; auch Electr. World 19. 12. 08, Seite 1335.

**) Näheres über die Anordnung und Konstruktion dieser Dämpferwicklungen in des Verfassers: „Maschinen und Apparate der Starkstromtechnik", Leipzig 1912, Seite 397 ff.

***) Spulen von sehr kleinem Ohmschen Widerstande mit großer Selbstinduktion.

†) Das Gleiche stellte sich im Anfange auch bei der Einphasenbahn Hamburg — Blankenese — Ohlsdorf heraus. Vergl. v. Glinsky, Z. d. V. D. Ing. 08, N. 40, Seite 1510.

††) Street Railway Journal, 25. 5. 07.

Die unsymmetrische Hängebahnschiene.

Von Ing. **O. Rödiger** in **Halle a. S.**

Mit Abbildungen, Fig. 16 bis 18.

(Fortsetzung aus Heft 2.)

4. Ermittlung von J_x und J_y auf graphischem Wege.

Hierzu soll das Mohrsche Verfahren benutzt werden.*) Der Querschnitt, Fig. 16, Skz. 1, ist in 43 Flächenstreifen zerlegt worden. Sämtliche Streifen sind dann, wie in Skz. 2 beispielsweise für den Streifen Nr. 4 dargestellt, in Rechtecke mit der gleichen Grundlinie $a = 2$ cm verwandelt und die Höhen z dieser Rechtecke, als Kräfte aufgefaßt zu einem Kräftepolygon, Skz. 3, zusammengesetzt mit der Poldistanz $a_1 = 8{,}6$ cm.**)

Zu diesem Kräftepolygon ist das Seilpolygon, Skz. 4, gezeichnet. Durch den Schnittpunkt der beiden äußersten Seiten des Seilpolygons ist die Lage der Schwerlinie (hier gleichzeitig X-Achse) bekannt. Der Inhalt der Fläche $\mathfrak{F}$ (begrenzt durch die beiden Schlußlinien des Seilpolygones und durch das Seilpolygon) ist nach der Simpsonschen Regel, wie auf der Zeichnung näher ausgeführt, zu 68,816 qcm gefunden.

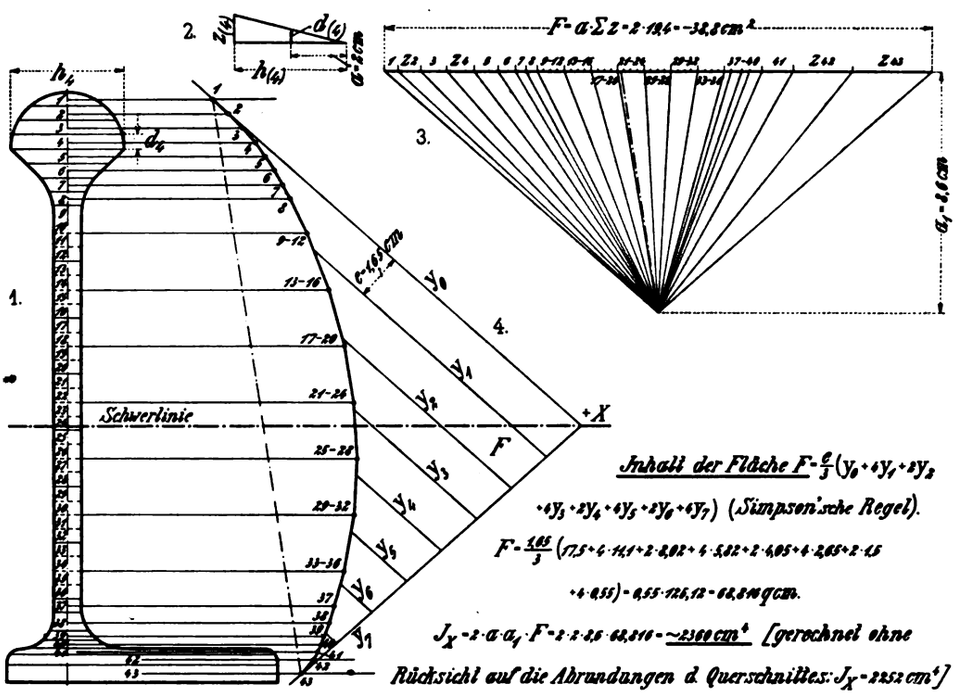


Fig. 16. Z. A.: Die unsymmetrische Hängebahnschiene.

J_x ist dann $= 2 \cdot a \cdot a_1 \cdot \mathfrak{F} = 2 \cdot 2 \cdot 8{,}6 \cdot 68{,}816 = \sim 2360$ cm⁴.

Anmerkung: Durch Planimetrieren wurde $\mathfrak{F} = 67{,}8$ cm² gefunden, dementsprechend würde $J_x = 2 \cdot 2 \cdot 8{,}6 \cdot 67{,}8 = 2325$ cm⁴ sein.

Das Trägheitsmoment J_y für die Y-Achse kann man nicht mit einem einzigen Kräfte- und Seilpolygon bestimmen, wollte man dieses dennoch versuchen, so würde man einen Wert von J_y finden, der vom wirklichen Werte ganz bedeutend abweicht.

Man ist deshalb gezwungen, den Querschnitt in einzelne Teile zu zerlegen, für diese gesondert das Trägheitsmoment für die Y-Achse zu bestimmen, und J_y für den gesamten Querschnitt durch Rechnung festzustellen.

In Fig. 17, Skz. 1***), ist das Trägheitsmoment für den Schienenkopf bestimmt. Die zehn einzelnen Flächenstreifen sind

*) Die Culmannsche Methode ist weniger zu empfehlen, da sie ungenauere Werte ergibt. Die Fehlerquelle liegt in der Schwierigkeit, das zweite Seilpolygon genau zu verzeichnen.

**) Literatur siehe: Müller-Breslau, Graph. Statik der Baukonstruktionen, Band I.

***) Die Bezeichnung Fig. □ in Fig. 17 bezieht sich auf Fig. 6, Skizze 2 in Heft 2 auf Seite 3.

in Rechtecke mit derselben Grundlinie $a = 1$ cm und mit den Höhen z_1 bis z_{10} verwandelt (wie in Skz. 2 für z_4 angedeutet) und dann sind die einzelnen z zum Kräftepolygon, Skz. 3, mit $a_1 = 5$ cm zusammengesetzt. Durch das Seilpolygon, Skz. 4, wird die Fläche $\mathfrak{F}$ und das Dreieck $\mathfrak{F}_1$ gebildet.

Dann ist für den Kopf:

$$J_{y_k} = 2 \cdot a \cdot a_1 (\mathfrak{F} + \mathfrak{F}_1) = 2 \cdot 1 \cdot 5 \,(1{,}208 + 0{,}813) = 20{,}2 \text{ cm}^4.$$

Anmerkung: Durch Planimetrieren wurde $\mathfrak{F}_1 + \mathfrak{F}$ zu 1,85 cm² gefunden, demgemäß würde sein $J_{y_k} = 18{,}5$ cm⁴.

In Fig. 18, Skz. 1 bis 4*), ist die graphische Ermittlung von J_{y_f} für den Fuß durchgeführt. Gefunden wurden die Werte $J_{y_f} = 134{,}9$ cm⁴ (durch Planimetrieren $J_{y_f} = 135$ cm⁴).

Für den Steg ist:

$$J_{y_{st}} = \frac{14{,}5 \cdot 1^3}{12} + 1 \cdot 14{,}5 \cdot 0{,}8^2 = 10{,}48 \text{ cm}^4$$

(siehe Fig. 18, Skz. 5).

Für den Gesamtquerschnitt ergibt sich dann:

$$J_y = J_{y_k} + J_{y_f} + J_{y_{st}} = 20{,}2 + 134{,}9 + 10{,}48 = 165{,}58 \text{ cm}^4$$

(wenn man die durch Planimetrieren gewonnenen Werte verwendet, würde $J_y = 18{,}5 + 135 + 10{,}48 = 163{,}98$ sein).

5. Bestimmung des Zentrifugalmomentes J_{xy}.

A. Genaue Berechnung.

Der Querschnitt ist nicht nur aus Rechtecken zusammengesetzt. Es ist daher erforderlich, das Zentrifugalmoment aus 3 Trägheitsmomenten zu bestimmen.

Allgemein gilt: $J_{x'} = J_x \cos^2 \alpha + J_y \sin^2 \alpha - J_{xy} \sin^2 \alpha$, wenn man das rechtwinklige Achsenkreuz XY, auf welches der Querschnitt bezogen ist, um den $< \alpha$ in die Lage X'Y' dreht. Wählt man den $< \alpha = 45^0$, so wird:

$$J_{x'} = \frac{1}{2}(J_x + J_y) - J_{xy}$$

oder auch:

$$J_{xy} = \frac{1}{2}(J_x + J_y) - J_{x'}.$$

Die Zentrifugalmomente der einzelnen Flächenteile (Halbkreis, Trapez, Rechteck) sind bekannt. Mit ihrer Hilfe bestimmen wir zunächst das Trägheitsmoment $J_z = \Sigma (J_{z_1}$ bis $J_{z_{10}})$ des Gesamtquerschnittes der Schiene für die Achse ZZ, welche mit der XX-Achse einen Winkel von 45° bildet.

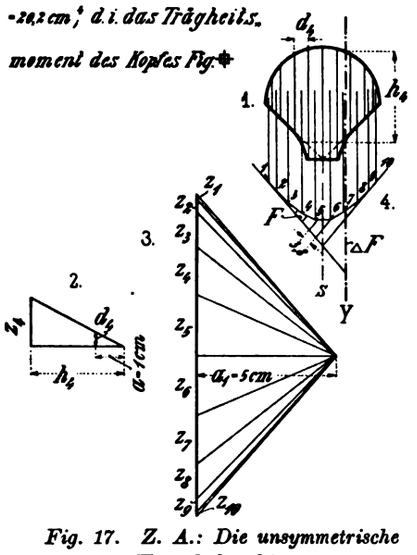


Fig. 17. Z. A.: Die unsymmetrische Hängebahnschiene.

Zur Beachtung: Im Gegensatz zu den Trägheitsmomenten, welche immer positive Werte darstellen, können die Zentrifugalmomente positiv oder negativ sein. Bei der Berechnung der letzteren ist deshalb auf das richtige Vorzeichen der in Frage kommenden Winkel und Ordinaten zu achten.

Für die weiteren Rechnungen wollen wir für den Gesamtquerschnitt die positiven Richtungen der X- und Y-Achse, wie in den folgenden Abbildungen eingetragen, annehmen.

Für die Halbkreisfläche des Kopfes (Fig. folgt in Heft 6!) ist:

$$f_1 = 6{,}2832 \text{ cm}^2$$
$$J_{x_1} = 0{,}1098\, r^4 = 1{,}758 \text{ cm}^4 \text{ (s. Fig. 7 oben, Heft 2)}$$
$$J_{y_1} = 0{,}3927\, r^4 = 6{,}283 \text{ cm}^4 \text{ (s. Fig. 7 unten, Heft 2)}$$
$$J_{x_1 y_1} = 0 \text{ (da } Y_1 Y_1 \text{ Symmetrieachse)}$$

folglich:

$$J_{x'_1} = \frac{1}{2}(J_{x_1} + J_{y_1}) - J_{x_1 y_1}$$

$$J_{x'_1} = +4{,}02 \text{ cm}^4$$
$$e_1 = \sin 45^0 (10{,}57 - 0{,}8) = 6{,}91 \text{ cm}$$
$$J_{z_1} = 4{,}02 + 6{,}2832 \cdot 6{,}91^2 = 303{,}88 \text{ cm}^4.$$

Für das (rechte) gleichseitig-rechtwinklige Dreieck (Skz. 2) ist

$$f_2 = \frac{1{,}5 \cdot 1{,}5}{2} = 1{,}125 \text{ cm}^2$$

$$J_{y_2} = J_{x_2} = \frac{1{,}5 \cdot 1{,}5^3}{36} = 0{,}1406 \text{ cm}^4$$

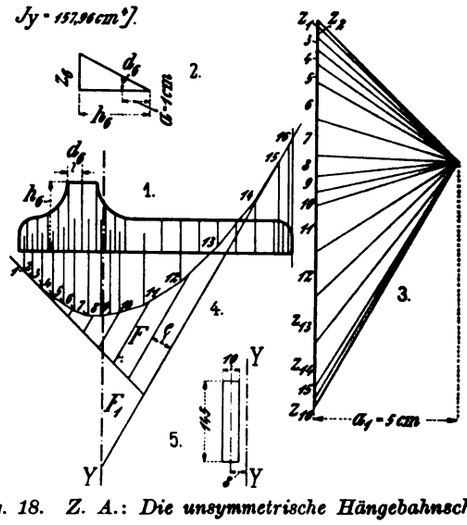


Fig. 18. Z. A.: Die unsymmetrische Hängebahnschiene.

$$J_{x_2 y_2} = \frac{1{,}5^2 \cdot 1{,}5^2}{72} = -0{,}0703 \text{ cm}^4$$

$$J_{x'_2} = \frac{1}{2}(J_{x_2} + J_{y_2}) - J_{x_2 y_2}$$
$$J_{x'_2} = 0{,}1406 + 0{,}0703 = +0{,}2109 \text{ cm}^4$$
$$e_2 = \sin 45\,(9{,}22 + 0{,}2) = 6{,}66 \text{ cm}$$
$$J_{z_2} = 0{,}2109 + 1{,}125 \cdot 6{,}66^2 = 50{,}11 \text{ cm}^4.$$

Für das (linke) gleichseitig rechtwinklige Dreieck (Skz. 3) ist:

$$f_3 = 1{,}125 \text{ cm}^2.$$

Die Hypothenuse b des Dreiecks ist $b = 2{,}12$ cm; die Höhe auf derselben $h = 1{,}06$ cm. Dann ist:

$$J_{x'_3} = \frac{b\,h^3}{36} = 0{,}07031 \text{ cm}^4$$
$$e_3 = \sin 45\,(9{,}22 - 1{,}8) = 5{,}24 \text{ cm}$$
$$J_{z_3} = 0{,}07031 + 1{,}125 \cdot 5{,}24^2 = 30{,}96 \text{ cm}^4.$$

Für das zwischen den beiden gleichseitig rechtwinkligen Dreiecken des Kopfes liegende Rechteck (Skz. 4) ist:

$$f_4 = 1 \cdot 1{,}5 = 1{,}5 \text{ qcm}$$
$$J_{x_4} = \frac{1 \cdot 1{,}5^3}{12} = 0{,}2814 \text{ cm}^4$$
$$J_{y_4} = \frac{1{,}5 \cdot 1^3}{12} = 0{,}125 \text{ cm}^4$$
$$J_{x_4 y_4} = 0$$
$$J_{x'_4} = \frac{1}{2}(J_{x_4} + J_{y_4}) = 0{,}2032 \text{ cm}^4$$
$$e_4 = \sin 45^0 (8{,}97 - 0{,}8) = 5.77 \text{ cm}$$
$$J_{z_4} = 0{,}2032 + 1{,}5 \cdot 5{,}77^2 = 50{,}1425 \text{ cm}^4.$$

(Fortsetzung folgt.)

*) Das Zeichen Fig. O in Fig. 18 bedeutet: Fig. 5 in Heft 2, Seite 3.

März 1913.

Die praktische Fördertechnik

Branchen-Ausgabe IV des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur".

Schriftleitung: Ingenieur F. Wilcke, Leipzig.

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Über die Konstruktion einiger Hebezeuge mit elektrischem Antriebe*).

Von Ingenieur **Hubert Hermanns.**

Mit Abbildung, Fig. 19.

Zusammenfassung. Beschrieben werden einige moderne Hebezeuge mit elektrischem Antrieb, wie: eine Laufwinde mit Führerstand für Selbstgreiferbetrieb, ein Drehkran mit am Ausleger aufgehängtem Oberteil, ein Drehkran mit auf Schienen abgestütztem Oberwagen und ein Lokomotivkran mit einziehbarem Ausleger. Alle drei sind praktisch schon ausgeführte Konstruktionen.

Nachstehend sollen einige Hebezeuge mit elektrischem Antrieb hinsichtlich ihrer Gesamtanordnung und der Konstruktion von Einzelheiten kurz behandelt werden.

1. **Laufwinde** mit angebautem Führerstand für Selbstgreiferbetrieb (Fig. 19).

Die in Fig. 19, Skz. 1 in der Seitenansicht dargestellte Laufkatze von 2,2 t Tragfähigkeit dient zum Transport von Kohlen. Sie fährt mit vier Laufrädern auf jeder Seite auf der unteren Flansche eines I-Trägers NP. 28 und ist durch zwei Drehgestelle, die ein Durchfahren von Kurven bis zu 3 m Radius gestatten, an dem Laufwerk aufgehängt.

Die Laufwerke werden durch Rahmen aus Profileisen gebildet, die in oberen Querstücken die Zapfen für die Laufrollen tragen. Die Laufrollen aus Stahlguß haben konische Laufflächen, deren Konizität der Neigung der Trägerflansche entspricht. Von den beiden Radsätzen ist der hintere mit Antrieb versehen. Der Motor von 9 PS Leistung und 1100 Umdrehungen in der Minute ist am Fahrgestell aufgehängt und treibt durch ein Stirnrädervorgelege auf eine Welle mit zwei Zwischenrädern, die mit je zwei Stirnrädern im Eingriff stehen, so daß also jede der vier Laufrollen des einen Fahrgestells angetrieben wird. Die Laufrollen sind mit den zugehörigen Zahnrädern fest verbunden. Die Ausbildung des angetriebenen Laufwerkes läßt Fig. 19, Skz. 4 in ihrem oberen Teil erkennen.

Die Triebwerksteile des Hubwerks der Laufwinde werden von einem Rahmen aus U-Eisen getragen, der mittels Bolzen in den Laufwerken hängt. Skz. 1 zeigt die Anordnung der Hubwerksteile in der Seitenansicht und Skz. 3 im Grundriß. Die Ausbildung des Hubwerks ist durch die Verwendung eines Selbstgreifers bestimmt. Da man in der Lage sein muß, den Greifer in jeder Höhenlage zu öffnen und zu schließen, so sind zwei Trommeln erforderlich, deren eine zum Aufwickeln des Greiferlastseiles dient, während die andere das zum Öffnen und Schließen des Greifers bestimmte Seil aufnimmt. Der Antrieb der beiden Trommeln ist derart voneinander abhängig durchgeführt, daß mit Hilfe einer ausrückbaren Reibungskupplung der gleichzeitige Antrieb beider Trommeln als auch derjenige der Lastseiltrommel allein möglich ist.

Der Antrieb des Hubwerks wird durch einen Motor von 13,5 PS und n = 875 bewirkt, der mittels eines Rohhautritzels auf eine durchgehende Welle und durch ein weiteres Stirnrädervorgelege auf die Lastseiltrommel arbeitet. Auf der durchgehenden Hauptwelle sitzt auf dem äußeren Ende eine Bremsscheibe, auf die ein Bremsmagnet durch eine Schlingbandbremse mit Holz- und Lederfutter wirkt. Die Bremse kann auch durch Handhebel betätigt werden. Durch diese mechanische Abbremsung der lebendigen Kraft wird ein schnelles Festhalten der Last erreicht. Das andere Ende der durchgehenden Welle trägt die Reibungskupplung. Diese besteht aus zwei Teilen: einem sich auf der Welle lose drehenden Teil, der seitlich nicht beweglich ist, und einem durch einen Federkeil von der Welle mitgenommenen Teil, der auf dieser verschiebbar angeordnet ist. Der letztere besitzt eine glatt abgedrehte, konische Außenfläche, die derart in eine entsprechende Ausdrehung des andern Teiles paßt, daß beim Einschieben des einen Teiles in den anderen eine Reibung erzielt wird, die groß genug ist, um den Antrieb der Greiferseiltrommel zu bewirken.

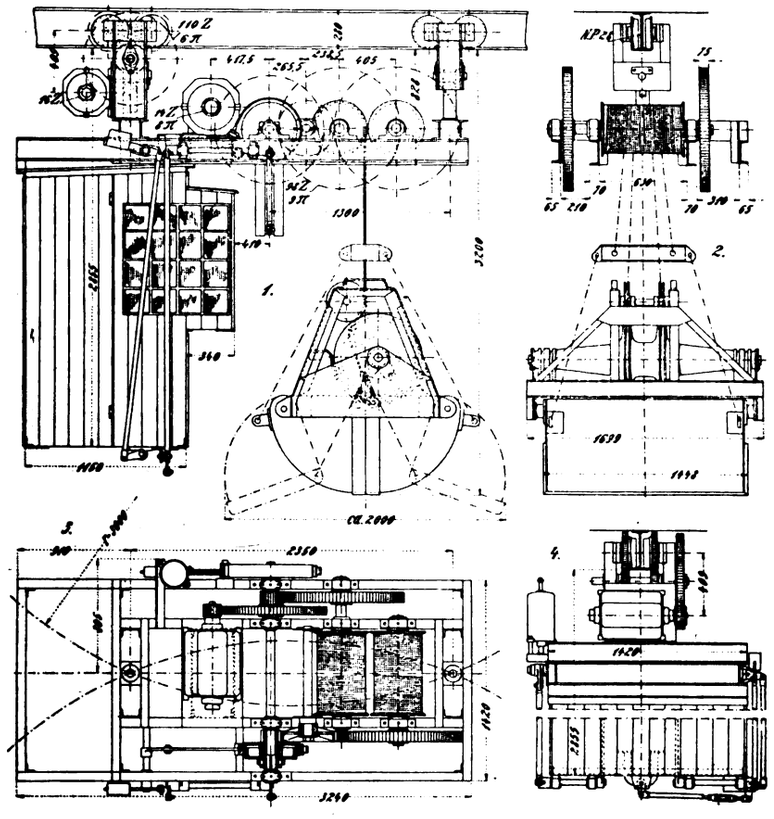


Fig. 19. Z. A.: Über die Konstruktion einiger Hebezeuge mit elelktr. Antriebe.

Der sich lose auf der Welle drehende äußere Teil der Kupplung ist mit einem Ritzel fest verbunden, das durch ein Zwischenstirnrad auf das Antriebszahnrad der Greiferseiltrommel arbeitet. Die äußere Fläche dieses Kupplungsteiles ist als Bremsscheibe ausgebildet, auf die eine Bandbremse wirkt, welche vom Maschinisten durch einen Handhebel mittels Gestänges betätigt wird und zum schnellen Festhalten der Greiferseiltrommel dient. Die seitliche Verschiebung der inneren Kupplungshälfte vermittelt ein durch Fußtritthebel betätigtes Hebelgestänge. Aus Fig. 19, Skz. 1 u. 4 ist die Anordnung und Ausbildung der zur Betätigung der Bremsen und zum Aus- und Einrücken der Kupplung dienenden Hebel zu erkennen.

Von den Lagern der Hubwerkswelle ruhen nur diejenigen der am stärksten beanspruchten Hauptwelle in geteilten Ringschmierlagern, während die übrigen als ungeteilte Stehlager ausgebildet sind. Die beiden Trommeln sind aus Gußeisen hergestellt und mit sauber gedrehten Rechts- und Linksgewindegängen zur Aufnahme der Seile versehen.

Fig. 19, Skz. 2 zeigt die Vorderansicht der Trommelanordnung. Die Drehrichtungen der Trommeln sind einander entgegengesetzt Natürlich sind alle Zahnräder, wie dies bei schnell arbeitenden Hebezeugen üblich ist, mit genau gefrästen Zähnen versehen.

Der Selbstgreifer ist als Zweiseilgreifer ausgebildet, um ihn

*) Die Zeichnungen rühren von der Düsseldorfer Maschinenbau A.-G. vorm. J. Losenhausen in Düsseldorf her.

in jeder Höhe öffnen und schließen zu können. Die Lastseile tragen eine kleine Traverse, durch welche die beiden Entleerungsseile hindurchgehen. Diese wickeln sich auf im Greifergerüst angeordnete Rollen, deren Achse auf beiden Seiten je einen Hebel trägt, an denen je zwei Zugketten angreifen. Die Zugketten sind mit der inneren Seite der Greiferschaufeln verbunden. Durch Anziehen der Zugketten infolge des Drehens der mittleren Seilrollen mit den Hebeln schließt sich der geöffnete Greifer, beim Nachlassen der Ketten öffnet er sich. Die äußere Seite der Greiferschaufeln ist durch Ketten in der oberen Traverse aufgehängt. Die Entleerungsseile werden durch Führungsrollen gelenkt.

Das Greifergerüst ist aus Profileisen und Blechen zusammengenietet und durch U-Eisen versteift. In den U-Eisen sind die Drehzapfen der Schaufeln gelagert. Die Schaufeln selbst bestehen aus den entsprechend im Kreise gebogenen äußeren Blechen und den Seitenblechen, die durch Eckwinkel miteinander verbunden sind. Die Schneiden der Schaufeln sind aus starken Flacheisen hergestellt, die auf der äußeren Seite abgeschrägt sind.

(Fortsetzung folgt.)

Die unsymmetrische Hängebahnschiene.

Von Ing. **O. Rödiger** in **Halle a. S.**

Mit Abbildungen, Fig. 20 bis 22.

(Fortsetzung aus Heft 4.)

Für den Steg (Skz. 5, Fig. 21) ist:

$$f_5 = 1 \cdot 16{,}3 = 16{,}3 \text{ cm}^2,$$

$$J_{x_5} = \frac{1 \cdot 16{,}3^3}{12} = 360{,}896 \text{ cm}^4,$$

$$J_{y_5} = \frac{16{,}3 \cdot 1^3}{12} = 1{,}358 \text{ cm}^4,$$

$$J_{x_5 y_5} = 0,$$

$$J_{x'_5} = \frac{1}{2}(J_{x_5} + J_{y_5}) = 181{,}127 \text{ cm}^4,$$

$$e = \sin 45^0 (0{,}8 - 0{,}07) = 0{,}517 \text{ cm},$$

$$J_{x_5} = 181{,}127 + 16{,}3 \cdot 0{,}517^2 = 185{,}484 \text{ cm}^4.$$

Für den Fuß (Skz. 6) ist:

$$f_6 = 1{,}2 \cdot 9{,}7 = 11{,}64 \text{ cm}^2,$$

$$J_{x_6} = \frac{9{,}7 \cdot 1{,}2^3}{12} = 1{,}395 \text{ cm},$$

$$J_{y_6} = \frac{1{,}2 \cdot 9{,}7^3}{12} = 91{,}267 \text{ cm}^4,$$

$$J_{x_6 y_6} = 0,$$

$$J_{x'_6} = \frac{1}{2}(J_{x_6} + J_{y_6}) = 46{,}331 \text{ cm}^4,$$

$$e_6 = \sin 45^0 (8{,}68 - 1{,}85) = 4{,}83 \text{ cm},$$

$$J_{x_6} = 46{,}331 + 11{,}64 \cdot 4{,}83^2 = 317{,}879 \text{ cm}^4,$$

$$J_x = \Sigma (J_{x_1} \text{ bis } J_{x_6})$$
$$= 303{,}88 + 50{,}11 + 30{,}96 + 50{,}142 + 185{,}484 + 317{,}879$$
$$J_x = 938{,}455 \text{ cm}^4$$

das auf die Achse ZZ bezogene Trägheitsmoment des Gesamtquerschnittes der Schiene. Hiermit erhält man das Zentrifugalmoment des Gesamtquerschnitts, bezogen auf die X- und Y-Achse mit den gerechneten Werten von J_x und J_y:

$$J_{xy} = \frac{1}{2}(J_x + J_y) - J_x = \frac{2251{,}567 + 157{,}96}{2} - 938{,}455,$$

$$J_{xy} = 266{,}308 \text{ cm}^4.$$

B. Angenäherte Berechnung von J_{xy}.

Es soll die Gleichung $J_{xy} = \Sigma (f \cdot x \cdot y)$ benutzt werden, welche streng genommen nur dann verwendet werden sollte, wenn die einzelnen Teile des Gesamtquerschnittes aus lauter Rechtecken bestehen oder aus so schmalen Streifen, daß sie annähernd als Rechtecke betrachtet werden können. Die Seiten der Rechtecke müssen parallel zu den Achsen XX und YY laufen.

Es ist in dem vorliegenden Fall:

Inhalt der einzelnen Flächenteile		die Koordinaten des Schwerpunktes der einzelnen Flächenteile s. Fig. in Abschn. 2 u. 3		das Produkt
	f cm²	x cm	y cm	f · x · y cm⁴
Halbkreis	$f_1 = 6{,}2832$ cm²	— 0,8 cm	— 10,57 cm	+ 53,10 cm⁴
Trapez	$f_2 = 3{,}7500$ „	— 0,8 „	— 9,12 „	+ 27,38 „
Steg	$f_3 = 16{,}3000$ „	— 0,8 „	— 0,07 „	+ 0,91 „
Fuß	$f_4 = 11{,}6400$ „	+ 1,85 „	+ 8,68 „	+ 187,00 „

$$\Sigma (f \cdot x \cdot y) = J_{xy} = + 268{,}39 \text{ cm}^4$$

Dieser für J_{xy} gefundene Wert weicht nur wenig von dem unter A ermittelten ab. Auch auf graphischem Wege läßt sich das Zentrifugalmoment ermitteln. Dieser Weg ist jedoch nicht zu empfehlen, da er ungenauere Werte liefert.

Für die folgenden Rechnungen sollen die abgerundeten Werte benutzt werden:

$$J_x = 2306 \text{ cm}^4; \qquad J_{xy} = 269 \text{ cm}^4;$$
$$J_y = 162 \text{ cm}^4; \qquad F = 38 \text{ cm}^2.$$

6. Ermittlung von J_{max}, J_{min} und der Lage der Hauptachsen.

Der $< \alpha$, den die erste Hauptachse mit der X-Achse bildet, ist bestimmt durch die Gleichung:

$$\operatorname{tg} 2\alpha = \frac{2 J_{xy}}{J_y - J_x} = \frac{+ 2 \cdot 269}{162 - 2306} = \frac{+ 538}{- 2144}$$

oder: $2\alpha = - 14^0\, 5'\, 12''$. Daraus:

$$\alpha = - 7^0\, 2'\, 36''.$$

Ferner ist dann:

$$J_{max} = J_x \cos^2 \alpha + J_y \sin^2 \alpha - J_{xy} \sin 2\alpha$$

oder: $J_{max} = 2339{,}2 \text{ cm}^4$,

$$J_{min} = J_p - J_{max} = (J_x + J_y) - J_{max} = 128{,}8 \text{ cm}^4.$$

Durch Konstruktion (siehe Fig. 20) mit Hilfe des Trägheitskreises findet man die Hauptträgheitsmomente und die Lage der Hauptachsen wie folgt:

Trage auf der Y-Achse $\overline{OC} = J_x$ ab bis C und von C bis Punkt D J_y ab und zeichne den Trägheitskreis mit dem Durchmesser $\overline{OD} = J_p = J_x + J_y$ durch den Punkt O gehend und mit dem Mittelpunkt M auf der Y-Achse. Errichte in C das Lot $\overline{CT} = + J_{xy}$ (nach rechts, da hier J_{xy} positiv). Zeichnet man jetzt den Durchmesser A B durch den Punkt T gehend, so ist die Gerade durch A und O die erste Hauptachse, die Gerade OB die zweite Hauptachse, $\overline{AT} = J_{max}$ und $\overline{TB} = J_{min}$.

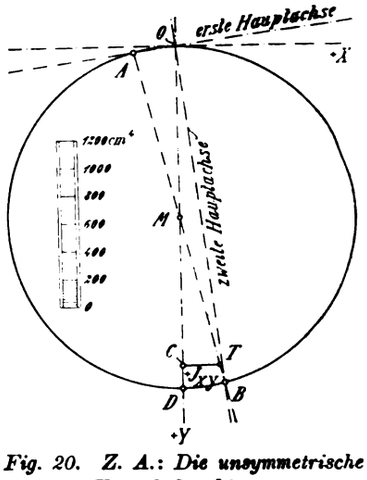


Fig. 20. Z. A.: Die unsymmetrische Hängebahnschiene.

7. Bestimmung der W-Fläche und des Kerns.

Es bezeichnen:

x y die Koordinaten eines beliebigen Punktes der Nullinie,

$x_{k_1} x_{k_2} \ldots x_{k_n}$ bezw. $y_{k_1} y_{k_2} \ldots y_{k_n}$ die Koordinaten der Angriffspunkte $K_1 K_2 \ldots K_n$ der Kraftlinien, welche den gewählten Nullinien mit den Koordinaten x und y zugeordnet sind,

$x_1 = F \cdot x_{k_1}$, $x_2 = F\, x_{k_2} \ldots x_n = F\, x_{k_n}$, bezw.

$y_1 = F\, y_{k_1}$, $y_2 = F\, y_{k_2} \ldots y_n = F\, y_{k_n}$ die Koordinaten der Eckpunkte der W-Fläche,

$k_1\ k_2 \ldots k_n$ die Kernhalbmesser,

$F \cdot k_1 \ldots F\, k_2 \ldots F\, k_n$ die Längen der vom Schwerpunkt des Querschnittes F nach den Endpunkten der W-Fläche führenden Fahrstrahlen,

α_n den Winkel zwischen der X-Achse und der betr. Nullinie,
$\alpha_1\ \alpha_2 \ldots \alpha_n$ Winkel zwischen der Nullinie und dem Fahrstrahl vom Schwerpunkt des Querschnittes zur Ecke der W-Fläche*)

Allgemein gelten folgende Gleichungen, mit deren Hilfe man zu einer gegebenen Nullinie die Angriffspunktkoordinaten findet:

$$\left.\begin{aligned} y_k &= -\frac{1}{F}\,\frac{J_x - J_{xy}\,tg\,\alpha_n}{y - x\,tg\,\alpha_n} \\ x_k &= -\frac{1}{F}\,\frac{J_{xy} - J_y\,tg\,\alpha_n}{y - x\,tg\,\alpha_n} \end{aligned}\right\}\ \text{I}$$

$$\left.\begin{aligned} y_k &= -\frac{1}{F}\,\frac{J_{xy} - J_x\,\cot g\,\alpha_n}{x - y\,\cot g\,\alpha_n} \\ x_k &= -\frac{1}{F}\,\frac{J_y - J_{xy}\,\cot g\,\alpha_n}{x - y\,\cot g\,\alpha_n} \end{aligned}\right\}\ \text{II}$$

Die Gleichungen I und II liefern dasselbe Resultat. Ist $< \alpha_n$ ca. 0^0, so verwendet man Gruppe I, dagegen verwendet man Gruppe II, wenn $< \alpha_n$ nahezu 90^0 ist.

Für $\alpha_n = 0$ ist $y_k = -\frac{J_x}{F \cdot y}$; $x_k = -\frac{J_{xy}}{F \cdot y}$

und für $\alpha_n = 90^0$ ist $y_k = -\frac{J_{xy}}{F\,x}$; $x_k = -\frac{J_y}{F\,x}$

Rollt die Nullinie über einen Kreisbogen vom Halbmesser r und sind x_m, y_m die Koordinaten des Kreismittelpunktes, so ist:

$$\left.\begin{aligned} -F \cdot y_k &= \frac{J_x \cos\alpha_n - J_{xy} \sin\alpha_n}{y_m \cos\alpha_n - x_m \sin\alpha_n - r} \\ -F\,x_k &= \frac{J_{xy} \cos\alpha_n - J_y \sin\alpha_n}{y_m \cos\alpha_n - x_m \sin\alpha_n - r} \end{aligned}\right\}\ \text{III.}$$

Nullinie (1): $\alpha_n = 0^0$; $y = +9{,}28$ cm (Fig. 22, Skz. 1).

$$y_1 = F\,y_{k_1} = -\frac{J_x}{y} = -\frac{2306}{9{,}28} = -248{,}49 \text{ cm},$$

$$x_1 = F\,x_{k_1} = -\frac{J_{xy}}{y} = -\frac{269}{9{,}28} = -28{,}987 \text{ cm},$$

$$tg\,\alpha_1 = \frac{y_1}{x_1} = \frac{-J_x}{-J_{xy}} = \frac{2306}{269} = +8{,}574;\ \alpha_1 = +83^0\,21',$$

$$W_1 = F\,k_1 = \sqrt{y_1^2 + x_1^2} = \frac{+F\,y_{k_1}}{\sin\alpha_1} = -250{,}18 \text{ cm}^3.$$

Nullinie (2): $\alpha_n = 90^0$; $x = -3$ cm (Skz. 1).

$$y_2 = F\,y_{k_2} = -\frac{J_{xy}}{x} = -\frac{269}{-3} = +89{,}666 \text{ cm},$$

$$x_2 = F\,x_{k_1} = -\frac{J_y}{x} = -\frac{162}{-3} = +54 \text{ cm},$$

$$tg\,\alpha_2 = \frac{y_2}{x_2} = \frac{-J_{xy}}{-J_y} = \frac{-269}{-162} = 1{,}6604;\ \alpha_2 = +58^0\,57',$$

$$W_2 = F\,k_2 = \frac{F\,y_{k_2}}{\sin\alpha_2} = +107{,}1 \text{ cm}^3.$$

Nullinie (3): $\alpha_n = 90^0$; $x = +6{,}7$ cm (Skz. 1).

$$y_3 = F\,y_{k_3} = -\frac{J_{xy}}{x} = -\frac{269}{6{,}7} = -40{,}15 \text{ cm},$$

$$x_3 = F\,x_{k_3} = -\frac{J_y}{x} = -\frac{162}{6{,}7} = -24{,}18 \text{ cm},$$

$$tg\,\alpha_3 = \frac{y_3}{x_3} = \frac{-269}{-162} = +1{,}6604;\ \alpha_3 = +58^0\,57',$$

$$W_3 = F\,k_3 = \frac{F\,y_{k_3}}{\sin\alpha_3} = -46{,}864 \text{ cm}^3.$$

Nullinie (4): $\alpha_n = 0$; $y = -11{,}72$ cm.

$$y_4 = F\,y_{k_4} = -\frac{J_x}{y_4} = -\frac{2306}{-11{,}72} = +196{,}76 \text{ cm},$$

$$x_4 = F \cdot x_{k_4} = -\frac{J_{xy}}{y_4} = -\frac{269}{-11{,}72} = +22{,}952 \text{ cm},$$

$$tg\,\alpha_4 = \frac{y_4}{x_4} = \frac{2306}{269} = +8{,}574;\ \alpha_4 = +83^0\,21',$$

$$W_4 = F\,k_4 = \frac{F\,y_{k_4}}{\sin\alpha_4} = +198{,}1 \text{ cm}^3.$$

*) Siehe Müller-Breslau, Die graph. Statik d. Baukonstr.

Nullinie (5), d. i. die Tangente an den Kopfkreis und an die rechte Abrundung des Fußes (Fig. 22, Skz. 2).

Bestimmung der Koordinaten des (beliebig gewählten) Punktes P und des Winkels α_n.

Es ist: $\frac{R}{r} = \frac{A+a}{a}$;

$$A = \sqrt{184^2 + 69^2} = 196{,}51 \text{ mm},$$

$$a = \frac{A}{\frac{R}{r} - 1} = \frac{196{,}51}{\frac{20}{6} - 1} = 84{,}23 \text{ mm},$$

$$\sin\gamma = \frac{R}{A+a} = \frac{20}{280{,}74},\ \text{also}$$

$$\gamma = 4^0\ 5'\ 7'',$$

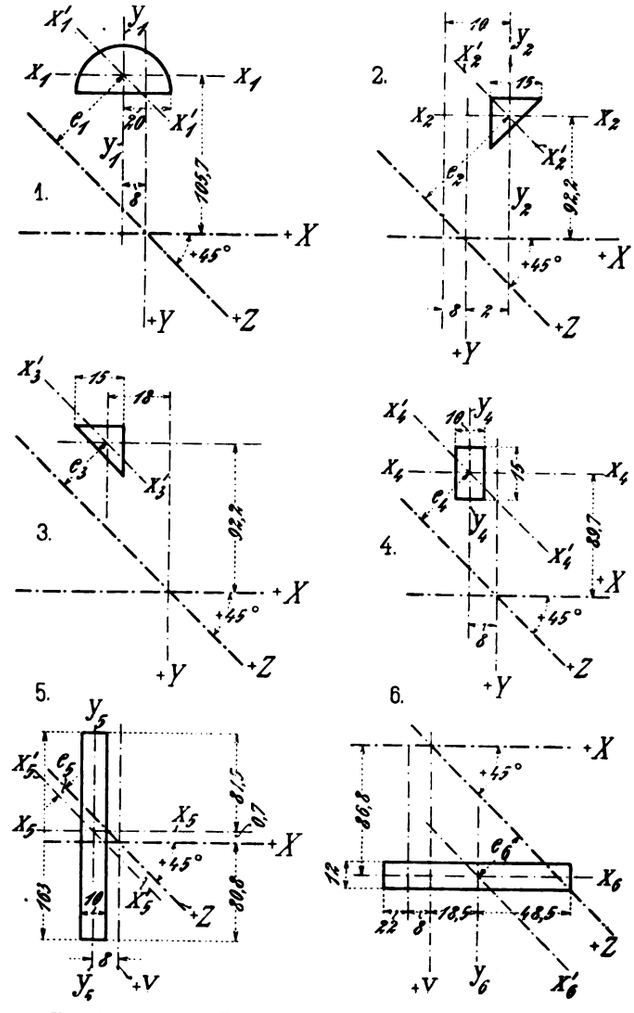


Fig. 21. Z. A.: Die unsymmetrische Hängebahnschiene.

$$tg\,\beta = \frac{184}{69};\ \beta = 69^0\,26'\,38'';\ \alpha_{n_5} = \beta + \gamma = 73^0\,31'\,45''.$$

$$\frac{G}{A+a} = \frac{69}{196{,}51};\quad \frac{H}{G} = \frac{184}{69}.$$

$$G = \frac{69 \cdot 280{,}74}{196{,}51} = 98{,}574 \text{ mm};\quad H = \frac{184 \cdot 98{,}574}{69} = 262{,}86 \text{ mm}.$$

Die Koordinaten von P sind dann:

$$y = G - 8 = +90{,}574 \text{ mm},$$

$$y = H + 20 - 117{,}2 = +165{,}66 \text{ mm}.$$

$$y_5 = F \cdot y_{k_5} = -\frac{J_x - J_{xy}\,tg\,\alpha_{n_5}}{y - x\,tg\,\alpha_{n_5}} = -\frac{2306 - 269\,tg\,73^0\,31'\,45''}{16{,}566 - 90{,}574\,tg\,73^0\,31'\,45''}$$

$$y_5 = -\frac{+1396{,}2}{-14{,}068} = +99{,}234 \text{ cm}.$$

$$x_5 = F\,x_{k_5} = -\frac{J_{xy} - J_y\,tg\,\alpha_{n_5}}{y - x\,tg\,\alpha_{n_5}} = -\frac{-278.95}{-14{,}068} = -19{,}828 \text{ mm};$$

$$\operatorname{tg} \alpha_5 = \frac{y_5}{x_5} = -5{,}0046; \quad \alpha_5 = -78^\circ 42'; \qquad W_5 = F k_5 = \frac{F y_{k_5}}{\sin \alpha_5} = -101{,}2 \text{ cm}^3.$$

(Schluß folgt.)

Die ersten Erfahrungen mit der Einführung des elektrischen Betriebes auf amerikanischen Vollbahnen.

Von **Gustav W. Meyer, Zwickau.**

(Schluß aus Heft 4.)

Bezgl. der Aufhängung der oberirdischen Leitung sei noch erwähnt, daß sich die ursprünglich direkte Verspannung derselben nicht bewährte. Beim Fahren stellte sich heraus, daß die Leitung infolge ihrer festen Verspannung in Schwingungen geriet, wodurch die Stromabnahme in störendster Weise beeinflußt wurde. Diesem Übelstand wurde in der Weise abgeholfen, daß man die Befestigung der oberirdischen Leitung in ähnlicher Weise wie bei der schon erwähnten Bahn Hamburg—Blankenese—Ohlsdorf anordnete. Zu diesem Zwecke wurde an dem ursprünglich vorhandenen Kupferdraht ein zweiter befestigt, wodurch eine regelrechte Vielfach-Aufhängung (Kettenaufhängung) erreicht wurde. Seitdem diese Abänderung getroffen wurde, war keine Erschütterung der oberirdischen Leitung beim Passieren der Aufhängepunkte bemerkbar und das Resultat war eine funkenfreie Stromabnahme durch den Bügel.

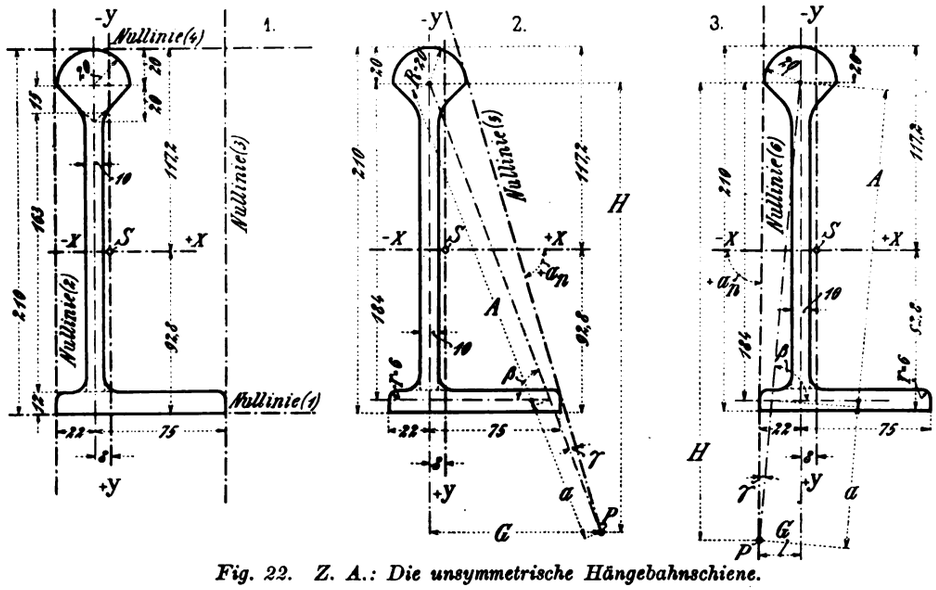


Fig. 22. Z. A.: Die unsymmetrische Hängebahnschiene.

Beim Betriebe mit den Lokomotiven stellten sich ebenfalls verschiedene Mängel ein, die aber hauptsächlich mechanischer Natur waren. Es war nämlich beim schnellen Fahren ein Schaukeln (Hin und Herwiegen nach vorn und hinten) zu bemerken, wie dies ja ebenfalls auch bei Straßenbahnwagen leichter Bauart vorkommt. Um diesem Übelstande vorzubeugen, wurde vorn und hinten noch je ein Laufrad angeordnet, ebenso verstärkte man die Druckfedern in entsprechender Weise und steifte sie ab. Die Zugkraft der Lokomotiven genügte, um ohne Schwierigkeit 200 t schwere Züge zu befördern, ja sie reichte sogar für 400 t Achsengewicht aus. Eine Doppeleinheit (bestehend aus zwei miteinander gekuppelten einfachen Lokomotiven) zog sogar einen Zug von 853 t Achsengewicht.

Die Motoren bewährten sich ebenfalls. Es waren bei dieser Bahn anfänglich im Ganzen 164 Motoren der Westinghouse Electric & Manufacturing Company im Betrieb und rührte die Konstruktion derselben von B. G. Lamme her. Nach einer durchschnittlich zurückgelegten Weglänge der Motoren von über 64 000 Kilometer befanden sich die Kommutatoren noch in tadellosem Zustand, besaßen eine glatt polierte Oberfläche und zeigten nur ganz minimale Abnutzung. In keinem Falle war es notwendig, den Kommutator abzudrehen oder abzuschmirgeln.

Nach dem Ergebnis der Untersuchungen zu urteilen, besitzen die Kommutatoren eine lange Lebensdauer. Wurde der Motor auf das $2\,^1/_2$ fache der normalen Zugkraft beansprucht, so war nur wenig „Feuern“ an den Bürsten zu beobachten. Die Prüfung der Ankerwicklung ergab, daß die Erwärmung nirgends das zulässige Maß überschritt. Die zur Vermeidung des Feuerns zwischen Ankerwicklung und Lamellen eingeschalteten Widerstände ergaben ebenfalls keine unzulässige Erwärmung, diese war sogar geringer als die der Ankerwicklung selbst.

Bei einigen Lokomotiven reichten allerdings die Schaltapparate für die aufzunehmenden Stromstärken nicht aus und mußten abgeändert werden. Die Bürstenhalter erwiesen sich in vielen Fällen als ungenügend isoliert und wurde dieser Übelstand durch Auswechslung derselben beseitigt.

Vergleich der erzielten Betriebsergebnisse bei den beiden Bahnen.

Die Gleichstromlokomotive der New York-Centralbahn war bestimmt zum Befördern von 400 t Zügen. Das Gewicht dieser Lokomotiven ist etwas kleiner als das der New Haven-Wechselstromlokomotive, welche zur Beförderung von nur 200 t schweren Zügen dient.*) Insofern ist also die Wechselstrom-Lokomotive wesentlich ungünstiger als die Gleichstrom-Lokomotive.

Bei einem Vergleich der New York-Central mit der New Haven-Lokomotive ist nun nicht außer acht zu lassen, daß letztere mit künstlicher Ventilation arbeitete.

Es ist fernerhin zu beachten, daß der Betrieb auf der New Yorker Central-Bahn mehr den Charakter eines Rangierdienstes hat. In den häufigen Stillständen haben also die Motoren Gelegenheit sich abzukühlen. Wesentlich verschieden hiervon ist der Betrieb auf der New-Haven-Bahn, wo größere Geschwindigkeit und leichtere Züge zur Anwendung gelangen und die Entfernung der Stationen eine größere ist.

Da es sich bei der New-Haven-Bahn um einen bisher wenig ausprobierten neuen Betrieb handelte, war es nicht zu verwundern, daß anfänglich die Zahl der Zugverspätungen eine recht große war und daher der Gleichstrombetrieb auf der New Yorker Centralbahn besser abschnitt.

Nachdem die anfänglichen Mängel des Systems aber durch die oben angegebenen Änderungen beseitigt waren, ergab sich eine bedeutende Reduktion der Zugverspätungen und Störungen, so daß heute beide Systeme in bezug auf Betriebssicherheit einander als ebenbürtig betrachtet werden können.

Beim Gleichstromsystem bildet die alleinige Ursache von Betriebsstörungen hier die dritte Schiene, deren erfolgreiche Isolierung bei den verschiedenen Witterungseinflüssen oft recht schwierig war. Die empfindlichsten Betriebsstörungen wurden bei der dritten Schiene aber durch Bildung von Reif, Glatteis (bei Tauwetter) auf derselben hervorgerufen. Das auf der dritten Schiene liegende Eis wirkte dann als Isolator und verhinderte den Kontakt zwischen derselben und den Kontaktschuhen.

Nun erfolgt allerdings bei der New Yorker Centralbahn die Stromabnahme von der Unterseite der am Isolator aufgehängten dritten Schiene. Es ist dies eine Anordnung, die keineswegs neu ist.**) Das Beschlagen der dritten Schiene bei feuchter Witterung und Bildung von Reif, bezw. Eis, auf derselben ist jedoch auch hier nicht ausgeschlossen, wenn auch in wesentlich schwächerem Grade als bei der sonst üblichen Anordnung der dritten Schiene. Die obigen Darstellungen lassen erkennen, daß noch vor kurzer Zeit die Frage, ob reiner Wechselstrom oder ein kombiniertes Drehstrom-Gleichstromsystem (mit Umformerstationen) zur Anwendung gelangen soll, bei der Elektrifizierung von Vollbahnen große Schwierigkeiten bereitete, da bei der Einführung des einphasigen Wechselstromes sich zuerst noch manche Mängel zeigten, die erst auf Grund der gemachten Betriebserfahrungen erfolgreich beseitigt werden konnten.

*) Siehe auch „Vergl. Betr. d. Vor- und Nachteile des Einphasensystems gegenüber anderen Systemen mit bes. Ber. der entspr. Gew. p. PS.“ „Helios“ vom 29. 11. 08, Seite 387 u. f.

**) Dieselbe war zuerst bei der New Yorker Hoch- und Untergrundbahn in Anwendung gekommen.

April 1913.

Die praktische Fördertechnik

Branchen-Ausgabe IV des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur".

Schriftleitung: Ingenieur F. Wilcke, Leipzig.

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Motorlaufwinden und Motorflaschenzüge.

Mit Abbildungen, Fig. 23 bis 25.

Zusammenfassung. Beschrieben sind die neuen Motorlaufwinden und elektrischen Flaschenzüge, Bauart Oerlikon, für Lasten bis zu 5000 kg und Gleich- bezl. Drehstrom mit und ohne offenen bezl. geschlossenen Führerstand.

Die jetzt vielfach eingeführten Motorlaufwinden und elektrischen Flaschenzüge entsprechen tatsächlich einem wirklichen Bedürfnis der Industrie und erfreuen sich deshalb auch bereits einer weiten Verbreitung. Die gedrängte Bauart der Laufwinde, welche die größtmögliche Ausnutzung des zu bedienenden Platzes gestattet, macht sie auf offenen Lager- oder Bauplätzen sowie in Werkstätten besonders verwendbar.

Die Laufwinde kann sowohl auf der unteren Flansche des I-Trägers einer festen geradlinigen oder Kurvenbahn, als auch an einen Laufkran oder an den Ausleger eines Drehkranes angehängt laufen. (Fig. 23 bis 25.)

Gute Dienste leistet die Motorlaufwinde dort, wo ausgedehnte Lagerplätze rasch bestrichen werden müssen, um z. B. Materialien aus Eisenbahnwagen in entfernte Lagerschuppen und in umgekehrter Richtung zu transportieren. Dabei ist besonders hervorzuheben, daß die Möglichkeit, mit der Laufkatze selbst eine Laufbahn mit sehr engen Kurven zu befahren, ohne weiteres gestattet, die Gegenstände von einer Halle zur anderen auch durch Türen und Gänge zu transportieren, ebensogut wie dies durch kleine Transportwagen mittels Schienen und Drehscheiben geschieht; vor diesen mit dem Vorteil jedoch, daß der Platz am Boden frei bleibt und somit ein gefahrloser und unbehinderter Transport eingerichtet werden kann. In diesen Fällen versieht man die Laufwinde am zweckmäßigsten mit einem Führerstand. Man kann dann Transportgeschwindigkeiten erreichen, die bei Bedienung vom Boden aus mittels Seilen nicht denkbar sind. Schwerere Winden werden zum Passieren von engen Kurven ev. auch mit Drehgestell versehen.

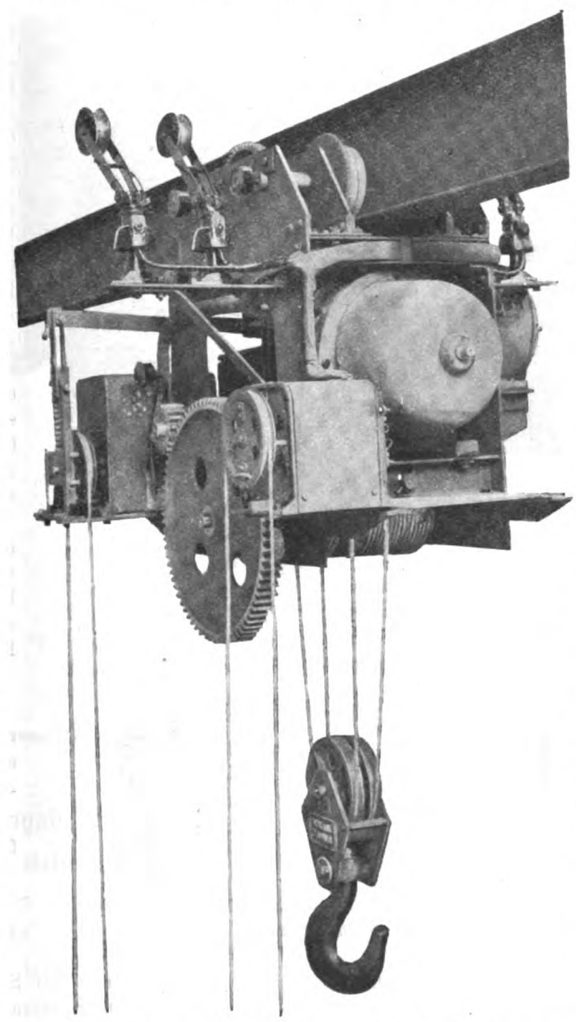


Fig. 23. Z. A.: Motorlaufwinden und Motorflaschenzüge.

Die Laufwinden an sich werden mit elektrischer Hubbewegung und Fahrbewegung von Hand ausgeführt oder die beiden Bewegungen erfolgen elektrisch; im letzteren Falle wird für jede Bewegung ein besonderer Motor vorgesehen.

Der elektrische Flaschenzug, wie ihn Fig. 24 zeigt, findet auch in Verbindung mit Lauf- und Drehkranen Verwendung. Ebenso kann er an der Spitze eines Mastes oder einer Säule befestigt werden; er dient so auf großen Bauplätzen als bequemes, schnelles und zuverlässiges Beförderungsmittel für Baumaterialien jeder Art.

In Verbindung mit schweren elektrischen Laufkranen kann der elektrische Flaschenzug auch dann gute Dienste leisten, wenn Lasten zu heben sind, deren Gewicht bedeutend kleiner als die maximale Tragkraft des Kranes ist; ein Fall, der oft vorkommt. Der Flaschenzug, an dem in seine höchste Stellung gebrachten Kranhaken (vgl. Fig. 24) angehängt, gestattet mit Hilfe des kleineren Hubmotores des Flaschenzuges die weniger großen Lasten rascher zu heben bezw. zu senken, während man sonst gezwungen wäre, entweder den Hubmotor des Laufkranes viel größer zu wählen, als für den Betrieb des Kranes mit nur größeren Lasten erforderlich ist, bei welchen meistens viel kleinere Geschwindigkeiten genügen, oder die Hauptwinde durch Einbau eines Hilfshubwerks oder einer mechanischen Ausrückvorrichtung zu komplizieren, welche dann doch die meiste Zeit unbenutzt bleibt. Der selbständige Motorflaschenzug kann dagegen, wenn der Kran seine normale Arbeit für große Lasten verrichtet, anderweitig verwendet werden.

Die Konstruktion des Hubwerkes der Laufwinde und des Flaschenzuges ist infolge der Anwendung eines Schneckengetriebes als Touren-Reduktionsorgan eine sehr gedrängte. Durch solche Getriebe wird ferner ein nahezu geräuschloser Gang erreicht, da die noch notwendigen Räderübersetzungen nur verhältnismäßig langsam laufen.

Die Schneckengetriebe der Maschinenfabrik Oerlikon besitzen aus dem Vollen geschnittene Schnecken aus Stahl, sowie Schneckenräder mit einer Bandage aus Phosphorbronze. Die axialen Drücke werden durch in Öl laufende Kugellager aufgenommen. Weiter ist das Schneckengetriebe in eingeschlossene Gehäuse eingebaut und läuft in einem Ölbade. Durch genaue Arbeit, gute Schmierung und relativ kleinen spezifischen Druck werden mit den mehrgängigen Schnecken hohe Wirkungsgrade erreicht, ebenso wird durch Verwendung zweckentsprechender harter und zäher Materialien, wie Stahl und Phosphorbronze, die Abnutzung auf ein Mindestmaß beschränkt. Als Tragorgan werden Drahtseile aus Pflugstahldraht verwendet. Die Winden-Laufrollen bestehen je nach der Tragfähigkeit der Winde aus Grauguß oder Stahlguß; sie laufen auf ihren Achsen, besitzen Lagerbüchsen aus Bronze und sind mit Stauffer-Zentralschmierung versehen.

Die Antriebsmotoren sind für große Überlastung berechnet, ebenso mit den Schneckengetrieben mittels einer als Bremsscheibe ausgebildeten halbstarren Kupplung direkt gekuppelt; sie werden durchweg geschlossen ausgeführt, so daß das Innere des Motors gegen Dampf und Staub, sowie gegen Witterungseinflüsse geschützt ist. Die Lager haben Ringschmierung und die Wellen sind aus Stahl gefertigt.

Die für die Hubbewegung verwendeten Gleichstrommotoren werden als Compoundmotoren gewickelt; infolgedessen erhöht sich ihre Geschwindigkeit selbsttätig bei abnehmender Belastung bis zur höchst zulässigen Grenze. Die Fahrmotoren erhalten Serienwicklung und besitzen ebenfalls vorstehende Eigenschaft. Bei Drehstrom kommen entweder Schleifringmotoren, oder bei kleineren

Leistungen und besonders für die Fahrbewegung, auch Kurzschlußmotoren zur Verwendung.

Die Motoren sind durchschnittlich für ein maximales Drehmoment gleich dem 2,5-fachen des normalen gebaut; sie können das doppelte der normalen Tourenzahl (bei Gleichstrommotoren in der Regel das 2,5-fache) und eine öftere plötzliche Reversierung, die zwar bei normalem Betrieb nicht vorkommen soll, aushalten. Im übrigen entsprechen sie in bezug auf Überlastungsfähigkeit, Temperaturzunahme und Isolation den Vorschriften des „Verb. Deutsch. Elektr."

Die Steuerung der Motoren erfolgt vom Boden oder auch von einem an der Winde angebauten Führerstande aus. Bei Anordnung mit Führerstand wird dieser derart disponiert und gebaut, daß der Laufwindenführer in jeder Lage freien Ausblick zur Beobachtung der Bewegungen der Last hat; dies ist auch der Fall, wenn der Führerstand geschlossen mit Glasfenstern ausgeführt wird.

Die Bedienung der Motoren für die verschiedenen Bewegungen erfolgt mittels der an den Winden befestigten Regulierkontroller (resp. Umschalter für die Kurzschlußmotoren). Mit diesen Steuerapparaten ist auch die Umschaltung verbunden, so daß alle Handreichungen für Anlassen, Regulierung, Abstellen und Umsteuerung eines Motors mit einem einzigen Steuerorgan bewerkstelligt werden können.

Eine Bremse wird im allgemeinen nur für die Hubbewegung vorgesehen. Als solche dient eine Backen- oder Bandbremse, welche selbsttätig unmittelbar auf die Kupplung zwischen Motor und Schneckengetriebe wirkt und zwar dadurch, daß sie mit dem Hubanlasser verbunden oder mittels eines Elektromagneten oder Servomotors in Tätigkeit gesetzt wird.

Das Fahrwerk der Motorlaufwinde mit Führerstand erhält je nach Bedarf eine Fußtrittbremse. Die Abnahme des Betriebsstromes von den längs der Fahrbahn verlegten Hauptleitungen geschieht mittels einer Rollenkontaktvorrichtung.

Die oben beschriebenen Laufwinden nach Fig. 23 u. 25 und Flaschenzüge nach Fig. 24 werden für Lasten bis zu 5000 kg gebaut, wobei die Geschwindigkeiten der verschiedenen Bewegungen je nach den Betriebsverhältnissen in weiten Grenzen gewählt werden können.

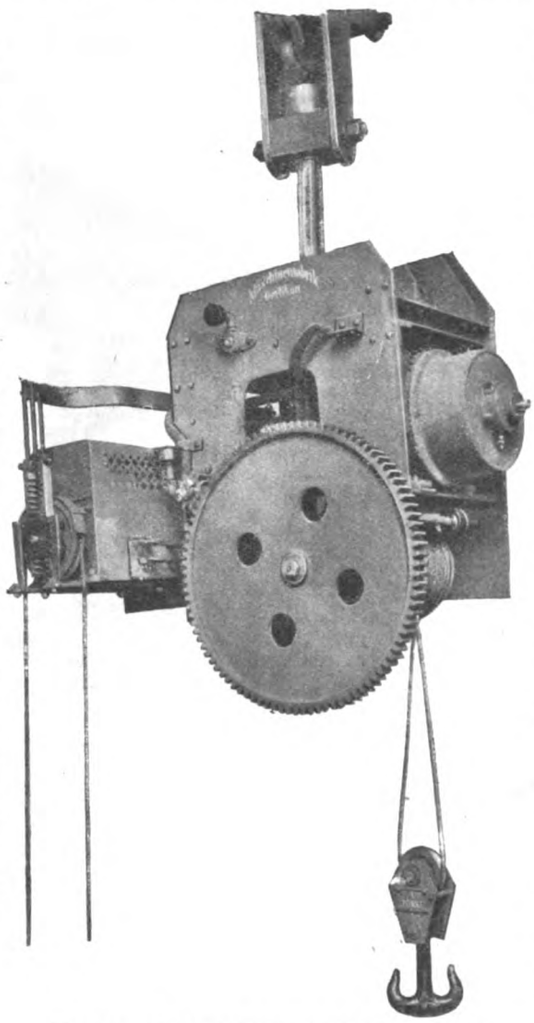


Fig. 24. Z. A.: Motorlaufwinden und Motorflaschenzüge.

Aufzüge
amerikanischer Bauart.

Von Ingenieur **L. Eisenkramer** in **Chicago.**

Mit Zeichn. auf Taf. 19 und Abb., Fig. 26.

Zum Heben und Herablassen von Personen und Lasten von einem Geschoß zum andern dienen bekanntlich Aufzüge. Dem Zweck entsprechend unterscheiden wir zwischen Personen- und Lasten-Aufzügen.

Mit Rücksicht auf die Betriebskraft kann man dann noch unterscheiden zwischen Hand- und Kraft-Aufzügen. Zu letzteren zählt man die Dampf-, elektrischen und hydraulischen Aufzüge.

Die Hauptbestandteile der Kraft-Aufzüge sind:

1. die treibende Kraft oder der Motor;
2. der Fahrstuhl oder Fahrkorb;
3. die Vorrichtungen zur Übermittelung der Motorkraft an den Fahrstuhl;
4. das oder die Gegengewichte;
5. die Führungsschienen und schließlich:
6. die Apparate, die nur eine bestimmte Geschwindigkeit des Fahrstuhles zulassen.

Dazu kommen infolge der gesetzlichen estimmungen stets noch:

7. die automatischen Fangvorrichtungen die den Fahrstuhl bei einem Seilbruch am Herabstürzen hindern.

Die Fahrstühle an sich sind dem Zweck entsprechend verschieden gebaut.

Tafel 19, Fig. 1 und 2 zeigen die allgemeine Bauart eines Fahrstuhles für Personen-Aufzüge. Derselbe besteht aus zwei Teilen, dem eigentlichen Fahrkorb (Car) und dem Gehänge (Cage). Beide Teile sind aus Profileisen (Winkel- und **U**-Eisen) gebaut, mit Ausnahme der Platform, welche aus Holz besteht und an den Kanten mit Winkeleisen beschlagen ist. Der obere Balken a, Fig. 1 u. 2 (Cross-beam) des Gehänges muß stark genug sein, um die zu hebende Last, das Gewicht des Gehänges und das Gewicht des Fahrkorbes (Car) zu tragen. Der untere Balken b (Safety-beam) muß das Gewicht des Fahrkorbes und die zu hebende Last tragen.

Führungsschuhe (Guide-shoes) c sind am oberen Balken und am unteren Balken b angeschraubt. Die Führungsschienen (Guides) sind mit passenden Klammern im Innern des Fahrstuhlschachtes befestigt und aus hartem Holz (Hard-wood) oder gewalztem **T**-förmigen Eisen hergestellt. Sie können sowohl an den Seiten, als auch an den Ecken des Fahrstuhlschachtes angebracht werden, je nach den jeweiligen Verhältnissen.

Zur Übermittelung der treibenden Kraft vom Motor auf den Fahrstuhl benutzt man eine Seiltrommel und Rollen.

Die Seiltrommel mit Motor kann sowohl im Keller unter der untersten Landungsstelle des Aufzuges, als auch in einem besonders gebauten Häuschen (Penthouse) über der höchsten Landungsstelle aufgebaut werden, wie wir an späteren Beispielen sehen werden.

Die Gegengewichte sind in **T**-förmigen Führungsschienen geführt. Den verschiedenen Verhältnissen entsprechend benutzt man Gegengewichte für Fahrstuhl und Seiltrommel oder für den Fahrstuhl allein.

Die folgenden **Beispiele** sind amerikanischer Herkunft, ebenso ist das angedeutete Berechnungsverfahren das in Amerika übliche.

Es bezeichnet in den Skizzen:

$C_{cwt.}$ (Car Counterweight) das Gegengewicht für den Fahrstuhl (Taf. 19, Fig. 7 u. 11),

$D_{cwt.}$ (Drum Counterweight) das Gegengewicht für die Seiltrommel,

L die Länge der Seiltrommel,

H die vom Fahrstuhl zu durchlaufende Höhe in Fuß engl.,

N die Anzahl der Umdrehungen der Seiltrommel für die Höhe H,

S die Geschwindigkeit in Fuß pro Minute,

M_{max} die größte zu hebende Last und

S_{max} die größte zu hebende Last bei einer Geschwindigkeit S.

Zunächst seien die allgemeinen Formeln gegeben, um die Hauptabmessungen eines Personen-Aufzuges für eine Maximal-Last = 3000 lbs. und eine Geschwindigkeit S = 250′ in der Minute zu bestimmen.

Es war:

Maximal-Last . . . . . = 3000 lbs.,
Geschwindigkeitslast = S_{max} . . . = 2500 „
Geschwindigkeit = S . . = 250′ in der Minute,

Der Durchmesser der Seiltrommel sei: d = 30″ (Fig. 11) und die zugehörige Peripherie in Fuß = $7\frac{5}{6}$. Die zu durchlaufende Höhe sei: H = 65′ 0″ (Fig. 9). Die Anzahl der Umdrehungen der Seiltrommel ist dann:

$$N = \frac{H}{\text{Kreisumfang}} = \frac{65}{7\frac{5}{6}'} = \sim 8{,}3 \text{ (siehe Fig. 26, Skz. 2).}$$

Der Seil- oder Kabeldurchmesser sei = $\frac{5}{8}$″. Die Länge der Seiltrommel ist dann:

$$L = [(N \times 2) + 8 \text{ Umdrehungen}] \times \text{Pitch} + 1\,\tfrac{1}{2}''.$$

Unter Pitch versteht man die Steigung, die Entfernung von Mitte Seil zu Mitte Seil, und zwar nimmt man diese Entfernung $\frac{1}{16}$″ größer, als der Durchmesser des Seiles ist.

(Fortsetzung folgt.)

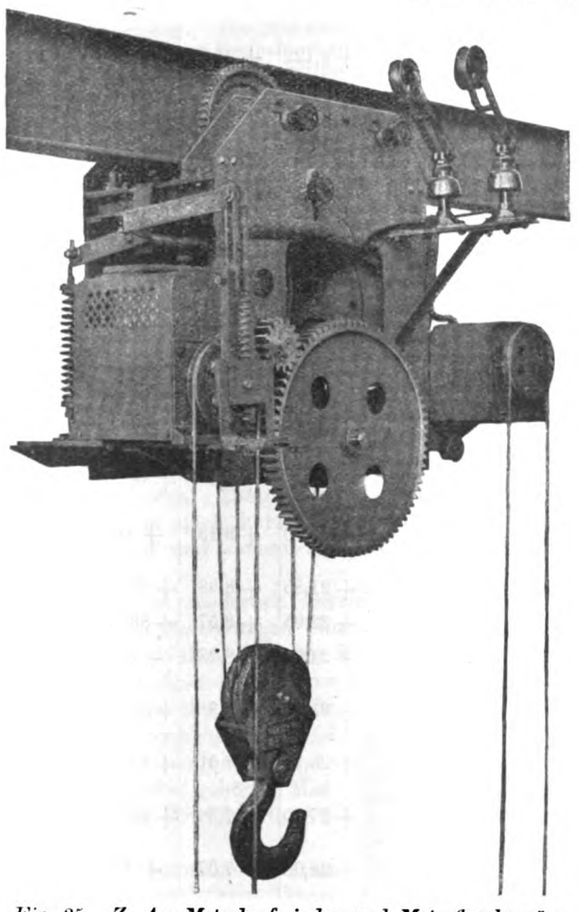


Fig. 25. Z. A.: Motorlaufwinden und Motorflaschenzüge.

Die unsymmetrische Hängebahnschiene.

Von Ing. **O. Rödiger** in **Halle a. S.**

Mit Abbildung, Fig. 27.

(Schluß aus Heft 6.)

Nullinie 6 (siehe Fig. 22, Skz. 3 in Heft 6).

$$a = \frac{A}{\frac{R}{r} - 1}; \quad A = \sqrt{184^2 + 16^2} = 184{,}69 \text{ mm},$$

also:

$$a = \frac{184{,}69}{\frac{20}{6} - 1} = 79{,}166 \text{ mm}.$$

$$\sin\gamma = \frac{6}{a}; \quad \gamma = 4^0\,20'\,48''; \quad \operatorname{tg}\beta = \frac{184}{16}; \quad \beta = 85^0\,1'\,49''.$$

$$\alpha_{n_6} = -(\beta + \gamma) = -89^0\,22'\,37'';$$

$$G = 16\,\frac{184{,}69 + 79{,}166}{184{,}69} = 22{,}857 \text{ mm};$$

$$H = 22{,}857\,\frac{184}{16} = 262{,}86 \text{ mm}.$$

Nimmt man wiederum den beliebigen Punkt P an, so sind dessen Koordinaten:

$$x = -3{,}086 \text{ cm}; \qquad y = +16{,}566 \text{ cm};$$

$$y_6 = F \cdot y_{k_6} = -\frac{J_{xy} - J_x \operatorname{cotg}\alpha_{n6}}{x - y \operatorname{cotg}\alpha_{n6}} = +101{,}2 \text{ cm};$$

$$x_6 = F \cdot x_{k_6} = -\frac{J_y - J_{xy} \operatorname{cotg}\alpha_{n6}}{x - y \operatorname{cotg}\alpha_{n6}} = +56{,}756 \text{ cm};$$

$$\operatorname{tg}\alpha_6 = \frac{y_6}{x_6} = 1{,}783; \quad \alpha_6 = +60^0\,42'\,52'';$$

$$W_6 = F \cdot k_6 = \frac{F \cdot y_{k_6}}{\sin\alpha_6} = +116{,}03 \text{ cm}^3.$$

Die Nullinie rollt über den Kopfkreis des Schienenquerschnittes.

Die Koordinaten des Mittelpunktes des Kreises (mit dem Radius r = 2 cm) sind $x_m = -0{,}8$ cm und $y_m = -9{,}72$ cm. Dann ist allgemein:

$$\left.\begin{aligned} y &= F \cdot y_k \\ &= -\frac{J_x \cos\alpha_n - J_{xy} \sin\alpha_n}{y_m \cos\alpha_n - x_m \sin\alpha_n - r} \\ x &= F \cdot x_k \\ &= -\frac{J_{xy} \cos\alpha_n - J_y \sin\alpha_n}{y_m \cos\alpha_n - x_m \sin\alpha_n - r} \end{aligned}\right\} \text{III}$$

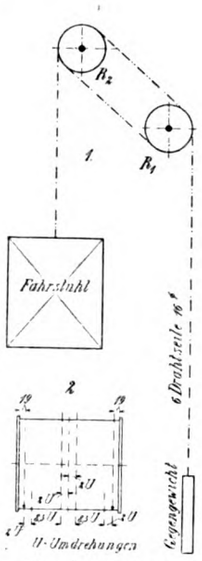


Fig. 26. Z. A.: Aufzüge.

Die Grenzlagen der Nullinie beim Rollen über den Kopfkreis des Schienenquerschnittes sind gegeben durch Nullinie 5 mit $\alpha_n = +73^0\,31'\,45''$ und durch Nullinie 6 mit $\alpha_n = -89^0\,22'\,37''$. Um die nötigen Zwischenwerte zu finden, nehmen wir verschiedene Werte von α_n an in Intervallen von 5°. Die Rechnung wird am vorteilhaftesten in Tabellenform zusammengestellt (siehe Tabelle 2 auf Seite 16 d. Heftes).

Mit Hilfe der vorstehend ermittelten Werte für $x_1\ x_2 \ldots$ und $y_1\ y_2 \ldots$ ist die W-Fläche gezeichnet (siehe Fig. 27). Die Kernfläche ist der W-Fläche polarsymmetrisch und man findet die einzelnen Werte für die Kernradien aus der Bezeichnung

$$k = \frac{W}{F}.$$

Für einfachere Querschnitte (besonders solche, bei denen die Abrundungen vernachlässigt werden können) ist die Ermittlung des Kerns auf zeichnerischem Wege (nach dem Mohrschen Verfahren) zu empfehlen. Für den vorliegenden Fall jedoch bietet dieses Verfahren Schwierigkeiten zumal für die Bestimmung der Grenzen des Kerns für die Abrundung des Kopfes vom Schienenquerschnitte.

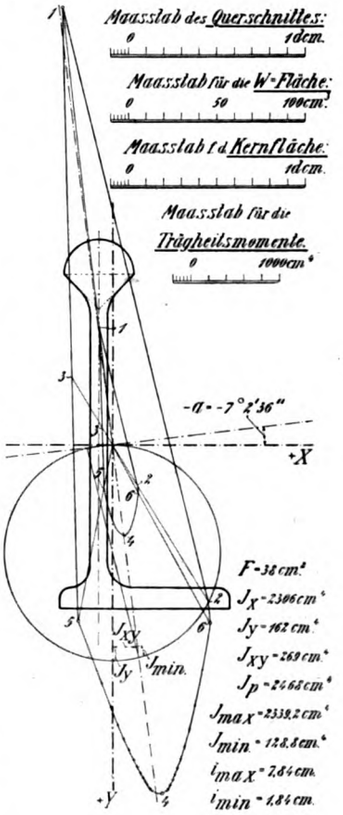


Fig. 27. Z. A.: Die unsymmetrische Hängebahnschiene.

Nachdem die W-Fläche gezeichnet ist, bietet die Berechnung der Hängebahnschiene keine Schwierigkeiten mehr. Man kann für jede beliebige Lage der Resultierenden ohne weiteres das in Rechnung zu stellende kleinste Widerstandsmoment mit dem Zirkel abgreifen.

Umstehend Tabelle 2!

$J_x \cdot \cos\alpha_n$	$J_{xy} \cdot \sin\alpha_n$	$y_m \cdot \cos\alpha_n$	$x_m \cdot \sin\alpha_n$	$J_{xy} \cdot \cos\alpha_n$	$J_y \cdot \sin\alpha_n$	$y = -\frac{J_x \cos\alpha_n - J_{xy} \sin\alpha_n}{y_m \cos\alpha_n - x_m \sin\alpha_n - r}$	$x = -\frac{J_{xy} \cos\alpha_n - J_y \sin\alpha_n}{y_m \cos\alpha_n - x_m \sin\alpha_n - r}$	$\operatorname{tg}\alpha = \frac{y}{x}$	α	$\sin\alpha$	$W = \frac{y}{\sin\alpha}$
+ 596,84	+ 259,83	− 2,5158	− 0,77273	+ 69,623	+ 156,480	$-\frac{+337,01}{-3,743} = +90,00$	$-\frac{-86,857}{-3,743} = -23,20$	− 3,905	− 75° 40′	− 0,9689	− 93,2
entspricht der Nulllinie 5						+ 99,23	− 19,83	− 5,005	− 78° 42′		− 101,2
+ 788,70	+ 252,78	− 3,3245	− 0,75177	+ 92,002	+ 152,240	$-\frac{+535,92}{-4,5728} = +117,10$	$-\frac{-60,24}{-4,5728} = -13,18$	− 8,920	− 83° 30′	− 0,9936	− 118,0
+ 974,56	+ 243,80	− 4,1070	− 0,72505	+ 113,680	+ 146,820	$-\frac{+730,76}{-5,382} = +135,80$	$-\frac{-33,14}{-5,382} = -6,16$	− 22,050	− 87° 20′	− 0,9989	− 136,0
+ 1153,00	+ 232,96	− 4,8600	− 0,69280	+ 134,500	+ 140,300	$-\frac{+920,04}{-6,17} = +149,20$	$-\frac{-5,8}{-6,17} = -0,941$	− 158,500	− 89° 30′	− 1,0000	− 149,0
+ 1322,70	+ 220,35	− 5,5753	− 0,65577	+ 154,290	+ 132,700	$-\frac{+1102,35}{-6,920} = +159,80$	$-\frac{+21,59}{-6,92} = +3,122$	+ 51,2	+ 88° 50′	+ 0,9998	+ 159,9
+ 1482,30	+ 206,06	− 6,2480	− 0,61283	+ 172,910	+ 124,100	$-\frac{+1276,24}{-7,636} = +167,20$	$-\frac{+48,81}{-7,636} = +6,42$	+ 26,1	+ 87° 50′	+ 0,9993	+ 167,3
+ 1630,60	+ 190,21	− 6,8730	− 0,56570	+ 190,210	+ 114,550	$-\frac{+1440,39}{-8,308} = +173,50$	$-\frac{+75,66}{-8,308} = +9,12$	+ 19,2	+ 87°	+ 0,9986	+ 173,7
+ 1766,50	+ 172,91	− 7,4460	− 0,51424	+ 206,060	+ 104,130	$-\frac{+1593,59}{-8,932} = +178,80$	$-\frac{+101,93}{-8,932} = +11,42$	+ 15,65	+ 86° 20′	+ 0,9980	+ 179,0
+ 1889,00	+ 154,29	− 7,9620	− 0,45886	+ 220,350	+ 92,920	$-\frac{+1734,71}{-9,504} = +182,50$	$-\frac{+127,43}{-9,504} = +13,41$	+ 13,6	+ 85° 50′	+ 0,9974	+ 182,9
+ 1997,00	+ 184,50	− 8,4180	− 0,40000	+ 232,960	+ 81,000	$-\frac{+1862,5}{-10,018} = +186,25$	$-\frac{+151,96}{-10,018} = +15,18$	+ 12,28	+ 85° 20′	+ 0,9967	+ 187,0
+ 2090,00	+ 113,68	− 8,8094	− 0,33810	+ 243,800	+ 68,465	$-\frac{+1976,32}{-10,4713} = +190,00$	$-\frac{+175,335}{-10,4713} = +16,78$	+ 11,32	+ 85°	+ 0,9962	+ 191,9
+ 2167,00	+ 92,002	− 9,1340	− 0,27361	+ 252,780	+ 55,407	$-\frac{+2075}{-10,8604} = +191,20$	$-\frac{+197,373}{-10,8604} = +18,18$	+ 10,52	+ 84° 40′	+ 0,9957	+ 192,1
+ 2227,40	+ 69,623	− 9,3890	− 0,20706	+ 259,830	+ 41,930	$-\frac{+2157,78}{-11,182} = +193,10$	$-\frac{+217,9}{-11,182} = +19,52$	+ 9,9	+ 84° 10′	+ 0,9948	+ 194,2
+ 2271,00	+ 46,710	− 9,5724	− 0,13892	+ 264,910	+ 28,131	$-\frac{+2224,29}{-11,4335} = +195,00$	$-\frac{+236,779}{-11,4335} = +20,70$	+ 9,43	+ 84°	+ 0,9945	+ 196,3
+ 2297,20	+ 23,445	− 9,6880	− 0,06972	+ 267,970	+ 14,120	$-\frac{+2273,755}{-11,614} = +195,90$	$-\frac{+253,85}{-11,614} = +21,85$	+ 8,98	+ 83° 30′	+ 0,9936	+ 197,1
entspricht der Nulllinie 4						+ 196,76	+ 22,95	+ 8,57	+ 83° 21′		+ 198,1
+ 2297,20	− 23,445	− 9,6830	+ 0,06972	+ 267,970	− 14,120	$-\frac{+2320,64}{-11,7527} = +197,50$	$-\frac{+282,09}{-11,7527} = +24,00$	+ 8,23	+ 83°	+ 0,993	+ 198,9
+ 2271,00	− 46,710	− 9,5724	+ 0,13892	+ 264,910	− 28,131	$-\frac{+2317,71}{-11,7109} = +197,80$	$-\frac{+293,04}{-11,7109} = +25,05$	+ 7,9	+ 82° 50′	+ 0,992	+ 199,3
+ 2227,40	− 69,623	− 9,3980	+ 0,20706	+ 259,830	− 41,930	$-\frac{+2297,02}{-11,596} = +198,20$	$-\frac{+301,73}{-11,596} = +26,10$	+ 7,61	+ 82° 30′	+ 0,991	+ 200,1
+ 2167,00	− 92,002	− 9,134	+ 0,27361	+ 252,780	− 55,407	$-\frac{+225,9}{-11,4076} = +198,20$	$-\frac{+308,18}{-11,4076} = +27,10$	+ 7,33	+ 82° 10′	+ 0,990	+ 200,2
+ 2090,00	− 113,68	− 8,8094	+ 0,33810	+ 243,800	− 68,465	$-\frac{+2203,68}{-11,147} = +198,10$	$-\frac{+312,26}{-11,147} = +28,05$	+ 7,07	+ 82°	+ 0,990	+ 200,1
+ 1997,00	− 134,50	− 8,4180	+ 0,40000	+ 232,960	− 81,000	$-\frac{+2131,5}{-10,818} = +197,10$	$-\frac{+313,96}{-10,818} = +29,05$	+ 6,78	+ 81° 40′	+ 0,989	+ 199,3
+ 1889,00	− 154,29	− 7,9620	+ 0,45886	+ 220,350	− 92,920	$-\frac{+2043,29}{-10,4208} = +196,80$	$-\frac{+313,27}{-10,4208} = +30,10$	+ 6,54	+ 81° 20′	+ 0,988	+ 199,2
+ 1766,50	− 172,91	− 7,4460	+ 0,51424	+ 206,060	− 104,130	$-\frac{+1939,41}{-9,960} = +195,00$	$-\frac{+310,19}{-9,960} = +31,20$	+ 6,26	+ 81°	+ 0,987	+ 197,8
+ 1630,60	− 190,21	− 6,8730	+ 0,56570	+ 190,210	− 114,550	$-\frac{+1820,81}{-9,4387} = +193,2$	$-\frac{+304,76}{-9,4387} = +32,35$	+ 5,98	+ 80° 30′	+ 0,986	+ 196,2
+ 1482,30	− 206,06	− 6,2480	+ 0,61283	+ 172,910	− 124,100	$-\frac{+1688,36}{-8,8608} = +190,6$	$-\frac{+297,01}{-8,8608} = +33,60$	+ 5,68	+ 80°	+ 0,984	+ 193,8
+ 1322,70	− 220,35	− 5,5753	+ 0,65577	+ 154,290	− 132,700	$-\frac{+1543,06}{-8,23077} = +187,2$	$-\frac{+286,99}{-8,23077} = +34,85$	+ 5,38	+ 79° 30′	+ 0,983	+ 190,5
+ 1153,00	− 232,96	− 4,8600	+ 0,69280	+ 134,500	− 140,300	$-\frac{+1385,96}{-7,5528} = +183,8$	$-\frac{+274,8}{-7,5528} = +36,40$	+ 5,05	+ 78° 50′	+ 0,981	+ 187,2
+ 974,56	− 243,80	− 4,1070	+ 0,72505	+ 113,680	− 146,820	$-\frac{+1218,36}{-6,832} = +178,3$	$-\frac{+260,5}{-6,832} = +38,20$	+ 4,68	+ 78°	+ 0,978	+ 182,5
+ 788,70	− 252,78	− 3,3245	+ 0,75177	+ 92,002	− 152,240	$-\frac{+1041,48}{-6,07627} = +171,5$	$-\frac{+244,24}{-6,07627} = +40,20$	+ 4,27	+ 76° 50′	+ 0,974	+ 176,2
+ 596,84	− 259,83	− 2,5158	+ 0,77273	+ 69,623	− 156,480	$-\frac{+856,67}{-5,28853} = +162,0$	$-\frac{+226,1}{-5,28853} = +42,80$	+ 3,795	+ 75° 10′	+ 0,967	+ 167,8
+ 400,44	− 264,91	− 1,6879	+ 0,78784	+ 46,710	− 159,540	$-\frac{+665,35}{-4,47574} = +148,8$	$-\frac{+206,25}{-4,47574} = +46,20$	+ 3,22	+ 72° 50′	+ 0,955	+ 155,8
+ 200,98	− 267,97	− 0,8472	+ 0,79695	+ 23,445	− 161,390	$-\frac{+468,95}{-3,64412} = +128,8$	$-\frac{+184,835}{-3,64412} = +50,70$	+ 2,54	+ 68° 30′	+ 0,930	+ 138,3
entspricht der Nulllinie 6						+ 101,2	+ 56,76	+ 1,78	+ 60° 43′		+ 116,03

Mai 1913.

Die praktische Fördertechnik

Branchen-Ausgabe IV des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur".

Schriftleitung: Ingenieur F. Wilcke, Leipzig.

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Hebe-Magnete.

Von **Ferd. Christ,** Ingenieur.

Mit Abbildungen, Fig. 28 u. 29.

Zusammenfassung. Die Abhandlung gibt Auskunft über den praktischen Wert der Hebe-Magnete an sich und der sog. M.-W.-Magnete im besonderen. Beschrieben sind gerippte und glatte Hebe-Magnete.

Einen wesentlichen Teil der allgemeinen Betriebsausgaben stellen die Unkosten für die Bewegung der Güter dar. Die Erhöhung der Arbeitsgeschwindigkeit der Krane hat zur Verminderung der Transportkosten beigetragen, doch erst die Einführung der Last-Hebemagnete ermöglicht der Eisenindustrie eine volle Ausnutzung der Transportmittel und gewährleistet größtmöglichste Ersparnis an Zeit und Arbeitskräften.

Betriebsberichte bestätigen, daß die Ersparnisse, die auf die Anwendung eines Lastmagneten zurückzuführen sind, monatlich unter Umständen schon Hunderte von Mark betragen können. Lastmagnete verzinsen somit schon nach kurzer Zeit die Anschaffungskosten und sichern steigende Betriebsgewinne.

Man wendet in modernen Betrieben Hebemagnete zum Fortbewegen einerseits an von: Blöcken, Wellen, Röhren, Formeisen, Blechen, schweren Gußstücken usw., andererseits auch von Materialien, die kleinstückig oder sperrig sind und sich auf andere Weise nur schlecht bewegen lassen. Dahin gehören: Masseln, Schrot, Späne, Blechpakete, Abfälle usw.

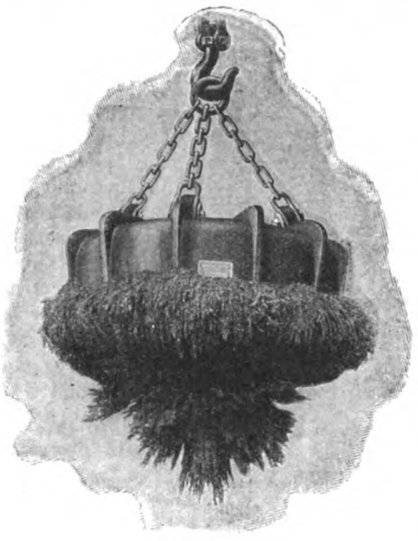


Fig. 28.

Lastmagnete besonderer Bauart eignen sich dann auch zum Transport von Materialien hoher Temperatur wie Tieföfendeckeln, Roheisen, Walzmaterial usw., sofern die Temperatur 400 bis 500° C nicht übersteigt.

Kälte, Regen und Schnee beeinträchtigen im allgemeinen die Tragkraft der Magnete nicht.

Magnet-Krananlagen haben weiterhin den Vorteil, daß die Ladeplätze besser ausgenutzt werden können, da, zumal bei Schrottplätzen, die Stapelhöhe wesentlich vergrößert werden kann, der für Verladung von Hand bekanntlich bestimmte Grenzen gezogen sind.

Statistisch ist des ferneren auch nachgewiesen, daß der Lastmagnet zur Verminderung der Betriebsgefahren beiträgt. Die so gefährliche Arbeit des Befestigens der Transportgüter am Kran mittels Ketten oder Seilen kommt beim Lastmagnet in Fortfall, da hierbei lediglich der Kranführer die Ladegüter vom Führerstand aus handhabt. In besonderen Fällen lassen sich überdies an den Magneten mechanisch zu betätigende Sicherheitsbügel anbringen, die greiferartig wirken.

Fig. 29.

Fig. 28 u. 29. Z. A.: Hebe-Magnete.

Über die Leistung derartiger Magnete bemerkt, um nur ein Beispiel anzuführen, die Magnet-Werke G. m. b. H. in Eisenach, die derartige Magnete und andere ausführt, daß es ihr gelungen sei Elektromagnete zu bauen, die mit geringem Stromverbrauch, also kleinen Betriebsunkosten sehr bedeutende Tragkräfte vereinigen. Naturgemäß sei die Tragfähigkeit nach Art des Materials, dessen Form, Lagerung und Temperatur verschieden —.

Im allgemeinen werden runde (Fig. 28 u. 29) oder rechteckige Hebemagnete mit ebenen Polflächen verwendet, sofern das Material genügend Auflagefläche bietet. Für Stücke mit ungleichförmiger Oberfläche benutzt man zweckmäßig Magnete mit beweglichen Polen. Für Fallkugeln, Geschosse, Röhren usw. die einer ebenen Polfläche nur wenig Angriffslinien bieten würden, braucht man profilierte Tragmagnete. Beim Transport von Material in großen Längen wie Trägern, Stabeisen, Blechen usw. werden zweckmäßig zwei oder mehr an einer Traverse fest oder verschiebbar aufgehängte Magnete verwendet.

Von den in Fig. 28 und 29 dargestellten Hebemagneten ist derjenige Fig. 29 erst kürzlich konstruiert worden, ihm fehlen die Rippen des älteren Magneten (Fig. 28).

Die Konstruktion der Magnete an sich beruht immer auf praktischen Betriebserfahrungen. Deshalb haben sich auch alle derartigen Magnete selbst bei scharfer Beanspruchung bewährt, zumal die Gehäuse der Lasthebemagnete aus Stahlguß magnetischer Qualität bestehen.

Man baut die Hebemagnete für Spannungen bis 750 Volt Gleichstrom, für eine Tragkraft bis zu 25000 kg.

Die in das Stahlgehäuse eingebauten Spulen sind bei den Konstruktionen der Magnet-Werke so berechnet, daß sie eine schädliche Erwärmung bei einer Einschaltdauer von mehreren Stunden nicht zulassen. Zur Erhöhung der Betriebssicherheit sind bei höheren Spannungen die Spulen in mehrere Einzelspulen, deren Anzahl sich nach der Betriebsspannung richtet, unterteilt. Die Enden dieser Spulen sind nach außen zu einem Klemmbrett geführt, um ein eventuell erforderliches Einschalten der Spulen infolge Änderung der Betriebsverhältnisse vornehmen zu können, ohne den Magnet demontieren zu müssen. Die Spulen sind im Vakuum isoliert und außerdem noch gedichtet gegen Feuchtigkeit in dem Gehäuse eingeschlossen.

Um eine Beschädigung der Spulen durch die im Betrieb vorkommende rauhe Behandlung zu verhindern, werden sie durch eine aufgeschraubte unmagnetische Deckplatte aus hartem Spezialstahl zusammengepreßt und so an einem Wandern gehindert. Bei

größeren Typen sind die Spulen durch eine im Spulenkasten vorgesehene Nut mit Keil gegen Drehung gesichert.

Zum Anschluß an die Stromleitung dient ein Stecker, der an das Klemmbrett angeschlossen ist. Um ein Herausfallen des Steckers zu vermeiden ist derselbe betriebssicher arretiert, jedoch kann man durch nur einen Handgriff die Arretierung lösen. Klemmbrett und Stecker sitzen wasserdicht in einem auf dem Magnetkörper angeordneten Gehäuse. Alle Leitungsaustritte sind mit einer Isoliermasse wasserdicht ausgegossen. Zur Erzielung einer größeren Tragfläche sind schließlich die Polenden noch mit schmiedeeisernen Polstücken armiert. Bei größeren Typen der Lasthebemagnete lassen sich die Spulen leicht mittels eingeschraubter Tragösen herausziehen.

Jeder Magnet wird (vgl. Fig. 28 und 29) durch mehrteilige Kettengehänge getragen, die untereinander durch einen starken Ring verbunden sind.

Die Steuerung erfolgt durch einen Anlaßkontroller. Aus Gründen der Betriebssicherheit wird zunächst nur mit einem Teil der Spannung erregt und dann erst die volle Spannung eingeschaltet. Die Ausschaltung erfolgt gleichfalls über den Vorschaltwiderstand mit einem Umpolarisieren des Magneten, um das sichere Abfallen auch der leichteren Eisenteile zu gewährleisten; so ist der Hebemagnet tatsächlich selbst sehr scharfen Beanspruchungen noch gewachsen.

Aufzüge

amerikanischer Bauart.

Von Ingenieur **L. Eisenkramer** in **Chicago.**

Mit Zeichnungen auf Tafel 19 und Abbildung, Fig. 30.

(Fortsetzung und Schluß aus Heft 9.)

Damit das Seil sich nicht vollständig abwickelt, gibt man, wie Tafel 19, Fig. 11 und Fig. 30, Skz. 2 andeuten, acht Extra-Wickelungen. In unserem Falle hätten wir:

$$L = [(8{,}3 \times 2) + 8] \times {}^{11}/_{16} + 1\,{}^{1}/_{2}'' = \infty\ 19''.$$

$D_{cwt.} = {}^{1}/_{3}$ Gewicht des Gehänges und Fahrkorbes + 40 % der Geschwindigkeitslast.

Also: Gewicht des Gehänges und Fahrkorbes = 2400 lbs.

Demnach:

$D_{cwt.} = {}^{1}/_{3} \times 2400 + 40\,\%$ von 2500 lbs.,

$D_{cwt.}$ = Gegengewicht an der Seiltrommel = 1800 lbs.,

$C_{cwt.}$ = Gegengewicht für Fahrkorb = $^{2}/_{3}$ vom Gewichte des Gehänges und Fahrkorbes,

$C_{cwt.} = {}^{2}/_{3} \times 2400 = 1600$ lbs.

Zwei Seile führen vom oberen Gegengewicht über die Seilrolle Nr. 1 zum Fahrstuhl, während zwei andere Seile vom unteren Gegengewichte über die Seilrolle Nr. 1 zur Rolle Nr. 2, dann zur Führungsrolle f (Fig. 11) und von da zur Seiltrommel führen.

Zum Heben und Herablassen des Fahrkorbes dienen zwei Seile, befestigt am Korbe und über Rolle Nr. 3 zur Seiltrommel gleitend.

Um die Tragbalken t zu bestimmen, ist es notwendig, die Drücke A und B zu kennen. Dieselben ergeben sich aus:

A = 2 (Max.-Last + $^{1}/_{3}$ des Gewichtes vom Gehänge und Fahrkorb) + $D_{cwt.}$ oder Gewicht an der Seiltrommel + Gewicht der Rollen Nr. 2 und Nr. 3,

$A = 2\ (3000 + 800) + 1800 + 500 = 9900 \infty\ 10\,000$ lbs.,

$B = D_{cwt.} + 2\ C_{cwt.}$ + Gewicht der Rolle Nr. 1,

$B = 1800 + 3200 + 350 = 5350 = \infty\ 5500$ lbs.

Es sei hier auf das in Amerika gebräuchliche Massenfabrikationsverfahren hingewiesen, das auch im Aufzugbau zur Anwendung kommt, indem selbst da die meisten Teile in Massen gefertigt und bei Bedarf nur zusammengestellt werden.

Seilrollen unter 30″ Durchmesser werden nicht verwendet. Dagegen findet man stets einen an passender Stelle auf dem Balken t (Fig. 7 u. 11) angebrachten Regulator, der in Aktion tritt, sobald der Fahrstuhl zu schnell geht. Der Regulator rückt dann die automatische Fangvorrichtung ein, die an geeigneter Stelle unter dem Fahrkorb angebracht ist.

I.

Aufzuganlage

bestehend aus acht Personen-Aufzügen, für ein Gebäude von 20 Stockwerken.

(Tafel 19, Fig. 5 u. 6, Fig. 26 in Heft 9 und Fig. 30.)

Jeder der acht Aufzüge arbeitet unabhängig von den übrigen. Die größte zu hebende Last ist = 3000 lbs., die Geschwindigkeit = 500′ in der Minute, die Geschwindigkeitslast = 2500 lbs.

Zum Heben der Last werden sechs $^{5}/_{8}$-zöllige Drahtseile benutzt.

Die Maschine ist über dem Aufzugschachte gelagert und wird von sieben bis zwölf U-Eisen getragen. Die Tragseile sind nicht an der Seiltrommel befestigt, sondern an Gegengewichte angeschlossen und führen von da über die Rolle R_1 (Fig. 26, Skz. 1) zur Rolle R_2 zurück zur Rolle R_1 und von da über Rolle R_2 zum Fahrstuhl. Bei einer Höhe, wie der hier vorhandenen, würde nämlich die Seiltrommel zu lang werden, wenn das Seil sich darauf abwickeln würde. Nur deshalb wurde die vorbeschriebene Anordnung benutzt.

Die Rollen R_1 und R_2 haben zwölf Seilrillen, deren Teilung = $^{3}/_{4}$″ ist, und wird man es verstehen, daß die Rollen hier nicht zu weit zu sein brauchen.

Links vom Motor ist in Fig. 6 als punktierter Kreis der Regulator angedeutet. Dieser ist auf denselben Profileisen gelagert wie die Maschine. Die konstruktive Ausführung entpricht derjenigen der Regulatoren von Dampfmaschinen; der Regler wird für eine bestimmte Geschwindigkeit eingestellt. Sollte diese Geschwindigkeit beim Aufgang oder Niedergang des Aufzuges überschritten werden, so tritt die selbsttätige Fangvorrichtung, die am Boden des Aufzugkorbes angebracht ist, in Tätigkeit und hindert den Fahrstuhl am Weitergehen.

Das Gegengewicht bei einer derartigen Anlage berechnet sich zu $^{4}/_{5}$ vom Gewicht des Fahrstuhles sowie Korbes + der Geschwindigkeitslast.

Erfahrungsgemäß ist

das Gewicht des Fahrstuhles . . .	= 5500 lbs.,
die Geschwindigkeitslast.	= 2500 „
	Summa: 8000 lbs.

Gegengewicht = $^{4}/_{5} \times 8000 = 6400$ lbs.

Wie die Zeichnung lehrt, sind hier Gegengewichte von der Größe von $6\,{}^{1}/_{2}'' \times 42\,{}^{1}/_{2}''$ zur Anwendung gekommen. Gewöhnlich sind diese 3″ oder 6″ hoch in einem aus Profileisen hergestellten Rahmen gelagert. Dieser hat oben und unten Führungsklötze, welche in den Führungsschienen laufen. Der Rahmen wird gewöhnlich so groß gemacht, daß er noch vier bis sechs Gewichte mehr aufnehmen kann, als ausgerechnet wurden.

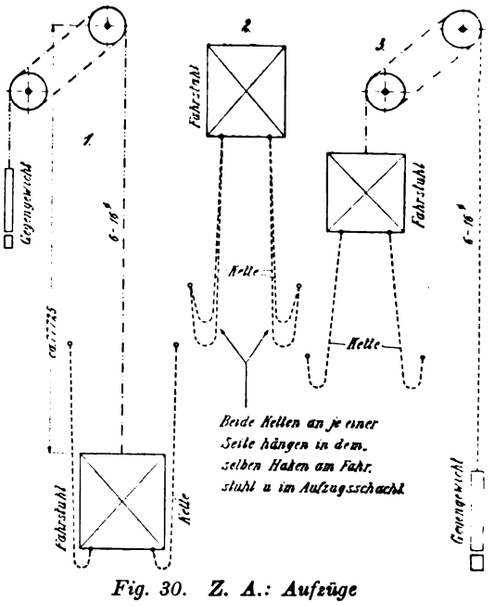


Fig. 30. Z. A.: Aufzüge

Am Gegengewichte ist ein Zylinder angebracht, gefüllt mit Öl, und versehen mit einem Kolben und einer Vorrichtung mit einer Spiralfeder. Sollte das Gegengewicht einmal den Boden berühren oder durch einen Seilbruch in den Schacht hinabstürzen, so wird dieser Ölzylinder die Wucht des Falles beinahe vollständig aufheben. Der Ölzylinder schlägt gegen einen hölzernen Klotz.

Am Boden des Schachtes ist ein zweiter Ölzylinder angeordnet, welcher die Wucht des herabkommenden Fahrstuhles mildern soll, falls derselbe einmal über seine Anhaltepunkte

hinausgeht, oder beim Herabstürzen die Fangvorrichtung versagt, oder nicht vollkommen arbeitet.

Daneben aber sind automatische Haltevorrichtungen an der untersten und obersten Landungsstelle angebracht, die den Fahrstuhl an einem Weitergehen verhindern sollen, falls der Fahrstuhlführer, der sich im Fahrkorbe befindet, einmal vergißt, denselben anzuhalten.

Besonders beachtenswert bei diesen Anlagen ist das Ausbalancieren der Kabel durch Ketten. Diese können gehen (vgl. Fig. 30):

1. vom Fahrstuhl zum Aufzugschachte,
2. vom Gegengewicht zum Aufzugschachte,
3. vom Fahrstuhl zum Gegengewichte.

Die Berechnung ist für jeden Fall verschieden. In der vorliegenden Anlage geht die Kette vom Fahrstuhl zum Schachte. Fahrstuhl und Gegengewicht sind vollständig ausbalanciert.

Von den Skizzen zeigt Fig. 30, Skz. 1 den Fahrstuhl an der untersten Landungsstelle (unten), die Gegengewichte an der obersten Landungsstelle (oben).

Außer dem ausbalancierten Fahrstuhle haben wir hier auf dieser Seite das Gewicht von sechs Kabeln für eine Länge von ungefähr 255′; 1′ $^5/_8$″ Kabel wiegt 0,62 lbs.; sechs Seile 255′ 0″ lang = 6 × 255 × 0,62 = ∞ 950 lbs.

Wir müssen folglich 950 lbs. mehr an das Gewicht anhängen, um beide Seiten auszubalancieren.

In Fig. 30, Skz. 3 ist der Fahrstuhl oben, das Gegengewicht unten. Das Gegengewicht war zu Anfang so berechnet, daß es den Fahrstuhl ausbalanciert.

Fig. 30, Skz. 1 zeigt, daß wir 950 lbs. mehr daran hängten, und außerdem haben wir jetzt noch an dieser Seite die sechs $^5/_8$″ Kabel hängen, also noch 950 lbs. mehr. Diese 950 + 950 = 1900 lbs. müssen durch die Kette am Fahrstuhle ausbalanciert werden. In der Praxis sagt man, es sind zweimal sechs Kabel so lang wie der Aufzug + ungefähr 10′ 0″ auszubalancieren.

An dem Fahrstuhl ist ein sog. Konduktionskabel vorgesehen, das das Gewicht von einem Kabel aufhebt. Wir haben folglich das Gewicht von elf Kabeln $^5/_8$″ von Durchmesser 255′ 0″ auszugleichen und zwar durch vier Ketten (Fig. 30, Skz. 2). Die Ketten sind ungefähr in der Mitte des Aufzugschachtes befestigt, und die allgemeine Regel ist, daß das Gewicht pro Einheit Ketten gleich sein muß dem Gewicht pro Einheit Kabel.

Das Gewicht von elf Kabeln von 255′ 0″ Länge ist gleich dem Gewicht von 22 Kabeln von 127′ 6″ Länge.

Das Gewicht von 22 Kabeln je einen Fuß lang an einer Seite, muß ausgeglichen werden durch das Gewicht von vier Ketten von je 1 Fuß Länge. 22 Kabel, 1′ 0″ lang, wiegen ungefähr 13,64 lbs.; wir müssen also vier Ketten benutzen, deren Gewicht pro 1′ Länge gleich ist 13,64 lbs.*)

*) Ich möchte nicht unterlassen zu bemerken, daß dieser Weg, um die Ketten zu berechnen, etwas eigentümlich erscheint, er ist aber hier der allgemein gebräuchliche! Der Verf.

Über die Konstruktion einiger Hebezeuge mit elektrischem Antriebe*).

Von Ingenieur **Hubert Hermanns.**

Mit Abbildungen, Fig. 31 u. 32.

(Fortsetzung aus Heft 6.)

2. Drehkrane (Fig. 31 u. 32).

a) Drehkran mit am Ausleger aufgehängtem Oberteil.

Fig. 31 gibt den Querschnitt durch das Maschinenhaus, den Grundriß und die Vorderansicht eines Kranes wieder, der folgende Hauptabmessungen hat:

Spurweite	2330 mm,
Radstand	3000 „
Ausladung	6000 „
Rollenhöhe über Schienenoberkante .	9000 „

Fahrdrahthöhe . 11000 mm,
Tragfähigkeit . . . 3000 kg.

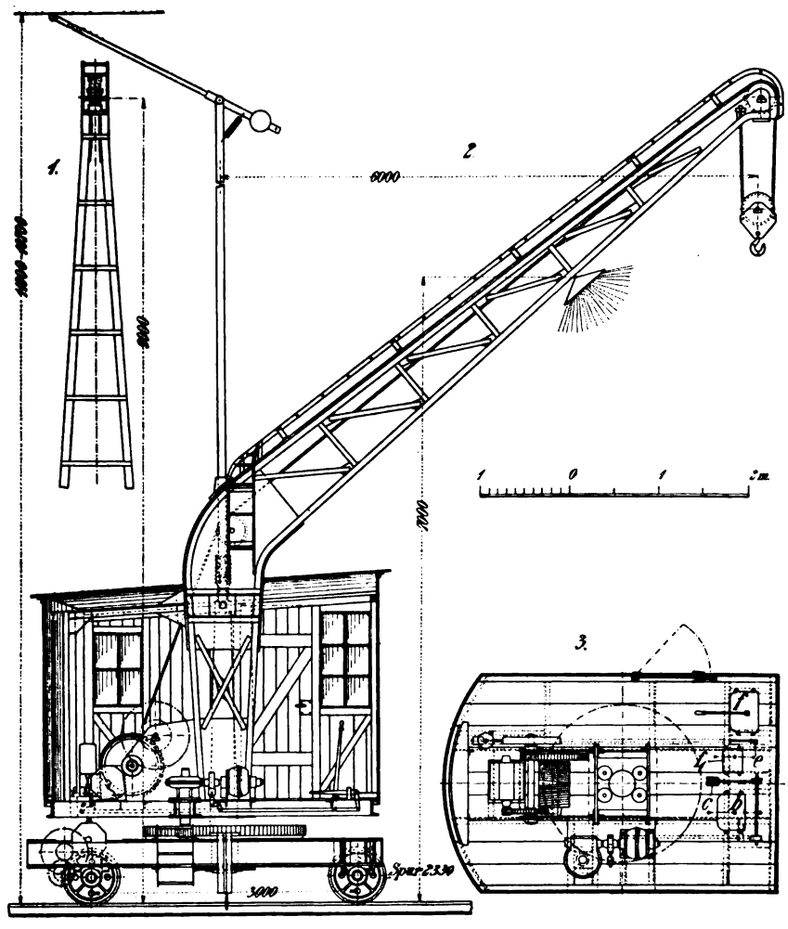


Fig. 31. Z. A.: Über die Konstruktion einiger Hebezeuge mit elektrischem Antriebe.

Der Unterwagen ist aus Längsträgern gebildet, welche auf den Lagern der Laufräder ruhen und durch Querträger fest gegeneinander versteift sind. Die Laufräder aus Stahlguß haben nur einen Spurkranz und sind auf den Achsen aufgekeilt. Auf dem hinteren Teil des Rahmens steht der Fahrmotor mit den Getrieben. Der Motor leistet bei 975 Umdrehungen in der Minute 10 PS und erteilt dem Kran eine Fahrgeschwindigkeit von 60 m/Min. Der Antrieb erfolgt durch drei Stirnräderpaare mit einem Gesamtübersetzungsverhältnis von 1 : 16,3. Auf der einen Seite des Unterwagenrahmens ist eine eiserne Treppe für den Maschinisten angeordnet. Zwischen den beiden Radsätzen ist auf jeder Seite des Unterwagens eine Schienenzange vorgesehen, die ein unbeabsichtigtes Fortrollen des Krans verhindert.

Der drehbare Oberwagen des Krans ist an dem Ausleger befestigt, der auf einer sog. Königssäule aus geschmiedetem Stahl angeordnet ist. Die Königssäule ist in dem Rahmen des Unterwagens fest gelagert und trägt an ihrem oberen Ende den Stromabnehmer, der aus einem Gasrohr mit dem federnd daran befestigten Rollenbügel besteht. Da der Stromabnehmer die Drehbewegung des Oberwagens nicht mitmacht, so ist das Rohr in einem Augenlager in dem Ausleger zur Vergrößerung der Steifigkeit geführt. Auf dem unteren Teil des Rohres sitzt ein Schleifringkegel, der dem drehbaren Teil des Krans den Strom zuführt.

Tabelle zu Fig. 31.

	HP	Touren	Gesamtübersetzung	Geschwindigkeit pro Min.
Heben . . .	10	975	∼ 1 : 89	∼ 11 m
Drehen . . .	2,5	525	∼ 1 : 5,7	∼ 92 „
Fahren . . .	10	975	∼ 1 : 16,3	∼ 60 „

b = Kranfahren, c = Drehbremse, e = Hubbremse, f = Heben, f_1 = Drehen.

*) Die Zeichnungen rühren von der Düsseldorfer Maschinenbau A.-G. vorm. J. Losenhausen in Düsseldorf her.

Das Maschinenhaus, das auch den Führenstand enthält, besteht aus einem Gerippe aus Eisenkonstruktion, das mit Holz verschalt ist. An der Vorderwand und in den Seitenwänden des Hauses befinden sich reichlich bemessene Fenster, die einerseits zur Belichtung des Innenraumes dienen, anderseits dem Kranführer einen ungehinderten Ausblick gestatten. Auf der einen Längsseite ist eine verschließbare Tür vorgesehen. Mit der Hinterwand ist ein Gegengewicht aus Gußeisen verbunden. Der Ausleger ist mit der Gerippekonstruktion des Führerhauses starr verbunden und aus Winkeleisen hergestellt. Die obere Seite des Auslegers trägt eine eiserne Leiter, die die oberen Seilführungsrollen erreichbar macht. An der Biegungsstelle des Auslegers aus der Senkrechten in die Schräge sind zwei weitere Seilführungsrollen vorgesehen.

Die beiden Hubseile werden auf einer gemeinsamen Trommel mit Rechts- und Linksgewindegängen aufgewickelt. Die Seilführung ergibt sich aus der Zeichnung, Fig. 31, Skz. 2. Die Seilenden sind am Auslegerkopf mittels Kauschen befestigt. Die Unterfläche ist aus zwei Seitenschilden gebildet, in denen die Rollenachse fest gelagert ist. Der Antrieb des Hubwerkes erfolgt durch einen Motor von 10 PS und 975 Umdrehungen in der Minute, welcher der Last eine Hebegeschwindigkeit von 11 m/Min. erteilt. Der Motor arbeitet durch zwei Stirnrädervorgelege mit einem Gesamtübersetzungsverhältnis von 1 : 89 auf die Trommelwelle. Die Vorgelegewelle sowohl als auch die Trommelwelle sind in einem gemeinsamen schmiedeeisernen Rahmen gelagert, der aus Universaleisen mit Augenlagern für die Vorgelegewelle gebildet und durch Winkeleisen starr mit der Eisenkonstruktion des Auslegers verbunden ist. Diese Art der Lagerung bietet den Vorteil, daß die Mittenentfernungen der Wellen sich nicht verschieben können. Die eine Seite der Vorgelegwelle trägt eine Bremsscheibe mit Bandbremse, die durch einen Bremsmagnet bezw. einen Handhebel mit Gestänge betätigt wird.

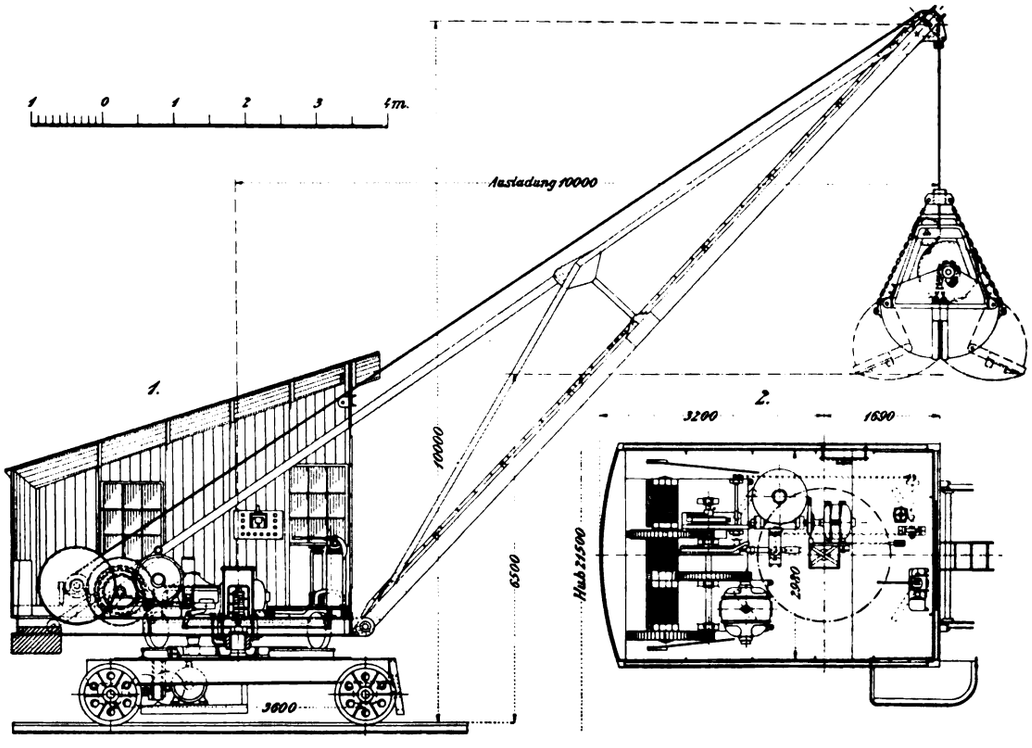


Fig. 32. Z. A.: Über die Konstruktion einiger Hebezeuge mit elektrischem Antriebe.

Das Drehwerk des Kranes wird durch einen Motor von 2,5 PS und n = 525 angetrieben. Der Motor arbeitet auf ein eingekapseltes und in Öl laufendes Schneckenvorgelege. Auf der senkrechten Schneckenradwelle sitzt ein Ritzel, das sich auf einem mit dem Unterwagen fest verbundenen großen Stirnrade abwälzt. Das gesamte Übersetzungsverhältnis beträgt 1 : 5,7. Zwischen Motor und Schneckengetriebe ist eine Bremsscheibe eingeschaltet, auf die eine Bandbremse wirkt. Die Betätigung der Bremse erfolgt vom Führerstande aus durch einen Fußtritthebel mit Gestänge. Die Drehgeschwindigkeit ergibt sich zu 92 m/Min., gemessen an der Lastmitte.

Die Steuerapparate sind in den vorderen Teil des Kranhauses derart angebracht, daß der Steuermann den Haken mit der Last stets vor Augen hat. Die Anordnung der Steuerapparate und Hebel gibt Fig. 31, Skz. 3 wieder.

b) Drehkran mit auf Schienen abgestütztem Oberwagen.

Der mit Selbstgreifer arbeitende Drehkran wird in der Hauptsache zur Ausladung von Schiffen benutzt. Fig. 32, Skz. 1 bis 3 zeigen Querschnitt, Grundriß und Vorderansicht des Kranes. Die Hauptabmessungen sind folgende:

Ausladung	10000 mm,
Rollenhöhe	10000 „
Entfernung der Laufschienen	3000 „
Radstand	3600 „
Gesamte Hubhöhe	21500 „
Tragfähigkeit	5000 kg.

Der Unterwagen, aus einem I-Eisenrahmen bestehend, ruht mittels innenliegender zweiteiliger Stehlager auf den Laufradachsen. Die Stahlgußlaufräder liegen außerhalb des Rahmengestelles. Der Fuhrwerksantrieb ist auf einem, an dem Rahmen des Unterwagens aufgehängten Gestell untergebracht. Der Motor von 10 PS, der dem Wagen eine Fahrgeschwindigkeit von 30 m in der Minute erteilt, arbeitet durch ein dreifaches Stirnrädervorgelege auf die hintere Laufachse.

Auf dem Rahmen des Unterwagens ist eine im Kreise gebogene Schiene befestigt, auf der sich der drehbare Oberwagen durch vier konische Laufrollen abstützt. Außerdem ist der Oberwagen noch auf einer im Unterwagen fest gelagerten senkrechten Achse zentriert, auf welcher sich ein Rosettenlager dreht. Durch eine auf den Spurzapfen aufgesetzte Mutter mit Scheibe wird ein Herausheben des Oberwagens von dem Zapfen wirksam verhindert. Der Zapfen ist aus Schmiedestahl hergestellt und trägt in seiner Verlängerung einen Schleifringkegel für die Stromzuführung zum Oberwagen. Der Schleifringkegel ist durch Holzverschalung geschützt.

Der Oberwagen besteht aus einem U-Eisenrahmen, der die Plattform für die Aufnahme der Antriebe des Hub- und Drehwerks und der Steuerapparate bildet, und einem Gerippe aus Winkeleisen, das mit Holz verschalt ist. Am hintern Ende ist ein Gegengewicht aus Gußeisen angebracht. Der sehr einfach gehaltene Ausleger ist durch Bolzen am vordern Ende der Oberwagenplattform angelenkt und wird durch Zugbänder gehalten, die durch Bolzen mit der Plattform verbunden sind. Der Untergurt des Auslegers trägt eine eiserne Leiter.

Das Hubwerk ist für Selbstgreiferbetrieb eingerichtet und besteht demgemäß aus einer doppelten Lastseiltrommel und einer Greiferseiltrommel, die in einer Mittellinie angeordnet sind und durch einen gemeinsamen Motor von 40 PS angetrieben werden. Grundsätzlich entspricht die Konstruktion des Hubwerks derjenigen der Laufwinde nach Fig. 19 in Heft 6. Der Motor treibt zunächst durch ein doppeltes Stirnrädervorgelege die beiden Lastseiltrommeln an. Die durchgehende Vorgelegewelle trägt eine Bremsscheibe, auf welche ein Bremsmagnet durch eine Bandbremse einwirkt. Auf der Vorgelegewelle sitzt weiterhin eine ausrückbare Reibungskupplung, auf die eine durch Handhebel betätigte Bandbremse wirkt. (Fortsetzung folgt.)

Juni 1913.

Die praktische Fördertechnik

Branchen-Ausgabe IV des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur".

Schriftleitung: Ingenieur F. Wilcke, Leipzig.

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Eisenbeton-Straßenbrücke
in Rampenform in Brantford (Canada).

Mit Zeichnungen auf Tafel 27 und Abbildung, Fig. 33.

Zusammenfassung. Durch Zeichnungen und durch den Text wird eine Straßenbrücke veranschaulicht, die hauptsächlich deshalb Beachtung verdient, weil sie zugleich eine Rampe bildet, die zwei verschieden hohe Straßentrakte in der Neigung 4,7′ auf 100′ verbindet. Der niedrigere Teil der Brücke ruht auf einem kräftigen Parabelbogen, der einen 60′ breiten Wasserlauf überspannt, der Rest der Brücke bildet einen Viadukt auf aus Säulen zusammengesetzten Pfeilern.

Die Zeichnungen auf Tafel 27 geben in Verbindung mit der Abbildung Fig. 33 Gesamtbild und Einzelheiten einer interessanten Brücke wieder, die im Auftrage der Stadtverwaltung Brantford (Canada) in deren Stadtbauamt durch den Ingenieur Harry Jones bearbeitet wurde.

Die Brücke ist als Straßenbrücke gedacht, d. h. sie liegt im Zuge der South Market Street in Brantford, bildet aber zugleich eine Rampe mit der Neigung 4,7′ auf 100′ Länge. Sie überbrückt in ihrem tieferen Teil mit einem Parabelbogen von 61′ Spannung

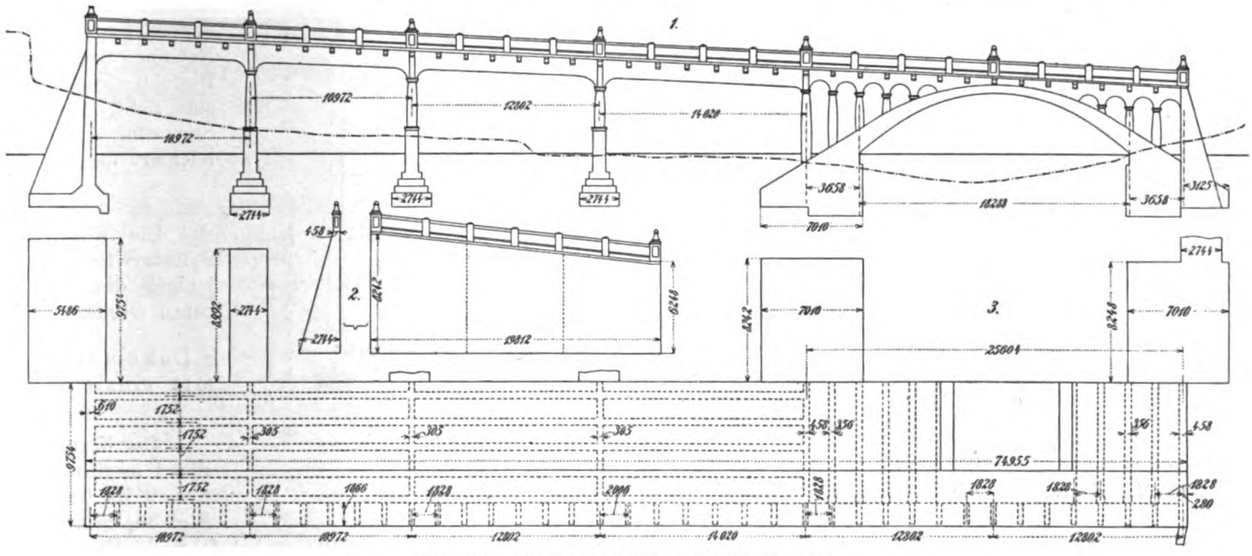


Fig. 33. Z. A.: Eisenbeton-Straßenbrücke.

einen Wasserlauf und geht dann in einen Viadukt über. Dieser ist durch die beiden Endpfeiler und drei Zwischenpfeiler in vier Spannungen von 36, 36, 42 und 46′ Weite zerlegt, die durch ihre an Holzkonstruktionen erinnernde Formgebung beachtenswert sind (vgl. Skz. 1, Fig. 33).

Skz. 3, Fig. 33 gibt in der oberen Hälfte die Fundamente für die Pfeiler und in der unteren einen Grundriß der Brücke mit einpunktiertem Traggerippe. Aus letzterem erkennt man die Verteilung der — naturgemäß nur markierten — Balken. Über die für den Bau erforderlichen Ab- und Auftragungsarbeiten orientiert die strichpunktierte Linie in Skz. 1, Fig. 33.

Was zunächst die Ausführung des Widerlagpfeilers am linken (auf Abb., Fig. 33 bez.). Ende der Brücke anlangt, so bildet dieser im Horizontalschnitt eine Platte mit rechtwinklig angesetzten Versteifungen von 18″ Breite (vgl. Fig. 3, 4 und 6, Tafel 27). Der Pfeiler ist 58′ 6″ hoch und in Höhe seiner Grundplatte 18′ breit. Nach der ersten Öffnung zu besitzt die Grundplatte einen krallenartigen Vorsprung, der mit vier, je 63′ 6″ langen □-Stäben armiert ist, mit dem Massiv des vertikalen Teiles vom Widerlager aber durch eine Anzahl, 12″ von einander entfernt verlegter, je 7′ langer, ½″ starker Quadratstäbe zusammenhängt.

Die Grundplatte ist in Concrete,! also Beton,! vom Mischungsverhältnis 1 : 2 : 4 hergestellt und in der unteren Partie durch 63′ 6″ lange, 6″ weit verlegte Stäbe verstärkt. Darüber liegen parallel zu den kurzen Seiten der Grundplatte in Abständen von 12″ noch je 17′ 6″ lange Stäbe.

Die Versteifungen des Pfeilers selbst sind in Fig. 3 und 4 angegeben; es sei hier nur erwähnt, daß die Rücken der Stützen des Widerlagers eine Neigung von 4½″ auf 1′ engl. Länge besitzen, und daß unmittelbar unter dem Rücken dieser Stützen Steifen eingelagert sind, von denen die oberste Reihe bis zum Scheitel des Widerlagers, die zweite etwa bis zu ¾ und die dritte bis zu ⅘ der Höhe geht. Drei Stück ¾″ im Winkel gebogene Rundstangen stellen nahe dem Kopfe des Widerlagpfeilers die Verbindung des letzteren mit den Balken der Brückenbahn her.

Die Armierung im Rücken der Verstärkung jedes Widerlagpfeilers besteht aus:

3 Stäben, je 38′ lang, 1¼″ dick,
3 „ „ 28′ „ 1¼″ „ und
4 „ „ 20′ „ 1¼″ „

Die Bodenenden der Stäbe sind im Winkel aufgebogen.

Die Horizontalsteifen in den Verstärkungen des Widerlagers werden durch 86 ½″ Stäbe, von oben nach unten von 2′ 6″ auf 15′ Länge zunehmend, gebildet.

Die Ausgestaltung der drei Zwischenpfeiler ist aus den Fig. 3 und 5 der Tafel zu ersehen. Man erkennt daraus zunächst, daß jeder Zwischenpfeiler durch zehn Einzelpfeiler von Säulenform gebildet wird, die den Sockel gemein haben und oben durch eine Traverse verbunden sind. Letztere geht unten, dort wo sie zwischen den Säulen freiliegt, in Halbkreisbögen über, während sie oben in der Brükkenbahn sich fortsetzt

Baustoff für die Pfeiler war ein Beton (Concrete) gemischt im Verhältnis 1 : 2 : 4. Die Dicke des Sockels wird uns zu 3′ im unteren und 2′ 6″ im oberen 4′ 5″ hohen Teile angegeben.

Das Fundament ist in vier Stufen von 9′ auf 4′ 6″ abgesetzt. Für die unterste Stufe von 3′ Höhe wurde Grobbeton im Mischungsverhältnis 1 : 6 benutzt. Die der anderen, je 1′ 6″ hohen Stufen dagegen sind in Beton vom Mischungsverhältnis 1 : 2 : 4 hergestellt.

Die säulenartigen Oberteile dieser Pfeiler haben am Fuße 24″ und am Kopfe 20″ äußere Dicke. Der Kopf selbst besteht aus drei Stufen von 2,5 und 3″ Dicke. Durch drei je ¾″ starke und 6′ lange,

im doppelten Winkel (⌈) gebogene Eiseneinlagen wird auf jeder Seite die Verbindung des Säulenkopfes mit den Unterzügen der Brückenbahn hergestellt.

Die Einlagen der Säulen bieten nichts besonderes, sie umfassen vier Vertikalen und eine Anzahl diese umschnürender horizontaler Ringe. Ein Teil der vertikalen Einlagen in den Sockeln der Pfeiler bildet die Fortsetzung der Vertikalen der Säulen nach unten, so daß also auch hier der organische Verband gewahrt erscheint.

Über die Anordnung der Eiseneinlagen in den Balken der Fahrbahn und in dieser selbst geben die Fig. 1, 2 und 5 bis 11 der Tafel Auskunft. Die Längsversteifung erfolgte stets durch obere und untere Einlagen, von denen naturgemäß die in der Zugzone den größten Gesamtquerschnitt besitzen. Weiter sind, um das Auftreten von Rissen in den Balken, die ja unter dem Einfluß einseitiger Beanspruchung leicht entstehen können, vorzubeugen, Bügel schräg eingelagert. Die Geländerstützen außen am Fußsteig, ja sogar die Handleisten des Geländers sind ebenfalls in Eisenbeton ausgeführt. Erstere enthalten beisp. vier Stück ½″ Ringeinlagen zur Verbindung der vertikalen Versteifungen. Die Geländerstäbe wurden aus reinem Beton, im Verhältnis 1 : 2 gemischt, hergestellt.

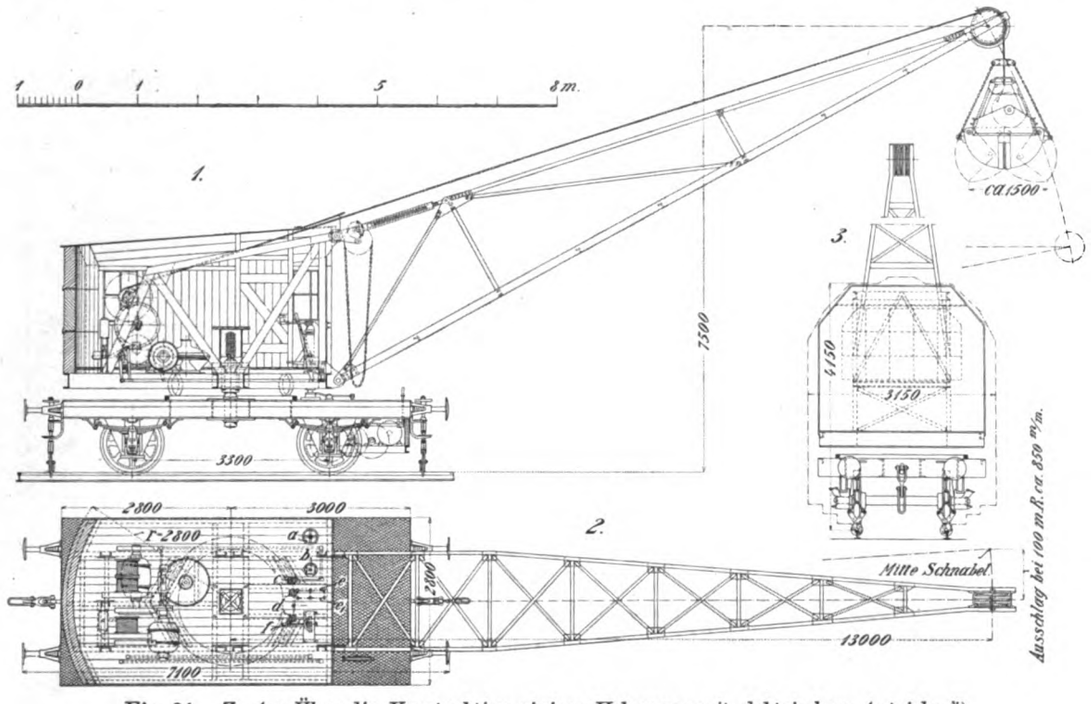


Fig. 34. Z. A.: Über die Konstruktion einiger Hebezeuge mit elektrischem Antriebe. *)*

Besonders interessant ist schließlich noch der Teil der Brücke, in dem diese den 61′ breiten Wasserlauf überspannt. Ein Parabelbogen von 1′ 6″ Dicke im Scheitel und 4′ 6″ an den Widerlagern, trägt hierbei das Pfeilersystem der eigentlichen Brücke (vgl. Fig. 12, Tafel 27 und Skz. 1, Abb. Fig. 33). Die innere Kurve dieses Bogens ist so geführt, daß sich ihr Scheitel 13′ 6″ über dem Kämpfer des Bogens befindet.

Die Verstärkung erfolgte durch Längs- und Quersteifen, von denen erstere durch 1″ Drahtstäbe gebildet werden, während die Quersteifen aus ½″ Rundeisenstäben zugeschnitten wurden. Die Längssteifen liegen 14″ voneinander entfernt. Für die radialen Verbindungen gelangten ½″ Flacheisenstäbe zur Anwendung, die in der Art von Bügeln gebogen wurden.

Als Material für den eigentlichen Bogen ist ein Beton vom Mischungsverhältnis 1 : 2 : 4, für die Widerlager ein solcher vom Mischungsverhältnis 1 : 6 gewählt worden. Aus demselben Beton sind dann auch die gewaltigen Fundamentblöcke hergestellt worden, auf denen die Widerlager des Bogens ihren Halt finden.

Über die Anordnung der Verstärkungen in den Säulen und dem rechten Widerlager der Brücke gibt die rechte Hälfte der Fig. 12 Auskunft. Die Säulen sind aus Beton im Mischungsverhältnis 1 : 2 : 4, das Widerlager und der Belag im Scheitel des Bogens aus Beton von 1 : 6 hergestellt.

Aus Vorstehendem wird man unschwer erkennen, daß gerade diese Brücke, deren Zeichnungen uns vom Ingenieur Jos. Fux in Brantford, Canada, zur Verfügung gestellt wurden, ein durchaus charakteristisches Beispiel für die Möglichkeit der Anwendung des Eisenbetons als Baustoff bildet.

Über die Konstruktion einiger Hebezeuge mit elektrischem Antriebe.

Von Ingenieur **Hubert Hermanns.**

Mit Abbildung, Fig. 34.

(Fortsetzung und Schluß aus Heft 11.)

Die Drehbewegung wird durch einen Motor von 6 PS bewirkt, der durch ein öldicht eingekapseltes Schneckenvorgelege und ein auf der senkrechten Schneckenradwelle sitzendes Ritzel auf das fest mit dem Unterwagenrahmen verbundene große Stirnrad arbeitet und sich auf diesem abwälzt. Die zwischen dem Motor und der Schnecke eingeschaltete Bandbremse wird durch einen Fußtritthebel betätigt.

Der Führerstand mit den Steuerapparaten und Bremshebeln befindet sich im vorderen Teil des Maschinenhauses. Die Anordnung ist aus der Grundrißzeichnung Fig. 32, Skz. 2 (in Heft 11) und dem Querschnitt Fig. 32, Skz. 1 zu entnehmen. Die Steuerapparate für das Drehwerk und das Hubwerk werden durch Universalsteuerung derart gesteuert, daß die Hebelbewegung jeweils der Bewegungsrichtung der Last entspricht. Dadurch ist die Steuerung wesentlich erleichtert und vereinfacht.

Die Konstruktion des Selbstgreifers entspricht derjenigen des oben beschriebenen Greifers.

c. Lokomotivdrehkran mit einziehbarem Ausleger.

Der Kran ist in Fig. 34, Skz. 1 im Schnitt, in Fig. 34, Skz. 2 im Grundriß und in Fig. 34, Skz. 3 in der Ansicht von hinten dargestellt; er hat folgende Hauptabmessungen:

Kleinste Ausladung	13 000 mm,
Größte Rollenhöhe	7500 „
Spurweite	1435 „
Radstand	3300 „
Tragfähigkeit	1500 kg.

Die Konstruktion des Unterwagens entspricht den Vorschriften der Eisenbahnverwaltung. Der Rahmen ist federnd auf den Radachsen abgestützt und mit Puffern und Zugvorrichtung ausgerüstet. Um ein unbeabsichtigtes Verfahren des Krans zu verhindern, ist das Wagengestell mit Schienenzangen versehen, die durch Spindel mit Handrad angezogen worden. Der Antriebsmotor für das Fahrwerk mit den Getrieben ist auf einer an dem Wagenrahmen federnd aufgehängten Plattform aufgestellt. Der Motor von 3,5 PS und n = 960 treibt durch ein dreifaches Stirnrädervorgelege auf die vordere Laufradachse und erteilt dem Kran eine Fahrgeschwindigkeit von 20,8 m in der Minute.

Die Ausbildung der Abstützung und Zentrierung des Oberwagens auf dem Untergestell entspricht im allgemeinen derjenigen

*) In Fig. 34 bedeutet:

a = Handrad zum Kranfeststellen, b = Kranfahren, c = Fußbremse für Drehen, d = Fußtritt für Friktion, e = Hubbremse, e_1 = Entleerungsbremse, f = Anlasser für Heben und Drehen.

des Krans, Fig. 32. Die Kreisschiene wird aber hier durch ein Quadrateisen gebildet, auf dem die vier Stützrollen mit zylindrischer Lauffläche rollen. Besonders bemerkenswert ist die Konstruktion des Auslegers einerseits und seine Verbindung mit dem Oberwagen andrerseits. Was die letztere angeht, so ist der Plattformrahmen mit einem Gerüst aus U-Eisen fest verbunden, das zum Teil als Unterstützung für die Triebwerksteile des Hubwerks dient. An dem oberen Vorderende des Gerüstes ist der Ausleger mit seinem Obergurt angelenkt, während der Untergurt sich mittels Bolzen gegen die Plattformkonstruktion des Oberwagens abstützt. Der in Gitterwerkkonstruktion ausgeführte Ausleger ist wippbar eingerichtet, so daß dessen Ausladung verändert werden kann. Zu diesem Zwecke ist an dem Obergurt des Auslegers eine Schraubenspindel angelenkt, welche sich in einer spannschloßartig ausgebildeten Mutter dreht. Der Antrieb dieser Mutter erfolgt durch eine Haspelkette mit Kettenrad unter Vermittlung eines Stirnräder- und eines Kegelräderpaares. Die Rückseite des Maschinenhauses wird durch schwere Gußeisenplatten gebildet, die das Gegengewicht gegen die Last bilden.

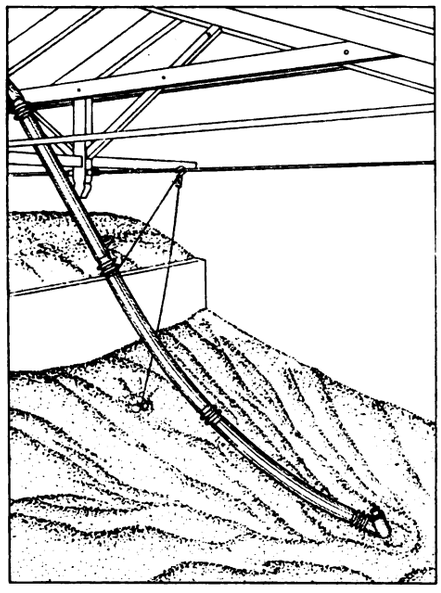


Fig. 35. Z. A.: Kombinierte pneumatische Transportanlage.

Das Hubwerk ist für Selbstgreiferbetrieb eingerichtet und zeigt die hierfür übliche Ausbildung, die bereits oben des näheren beschrieben wurde. Genau senkrecht über dem Antriebsmotor von 18 PS und 970 Umdr./Min., welcher der Last eine Hebegeschwindigkeit von 32,2 m erteilt, liegt die Zwischenvorlegewelle, die einerseits die durch Bremsmagnet betätigte Bremsscheibe für das Lastenheben, andrerseits die ausrückbare Reibkupplung für die Greiferseiltrommel trägt. Die Aus- und Einrückung der Kupplung wird durch einen doppelten Fußtritthebel bewirkt, während die Bremse für das Entleerungsseil durch einen Handhebel betätigt wird.

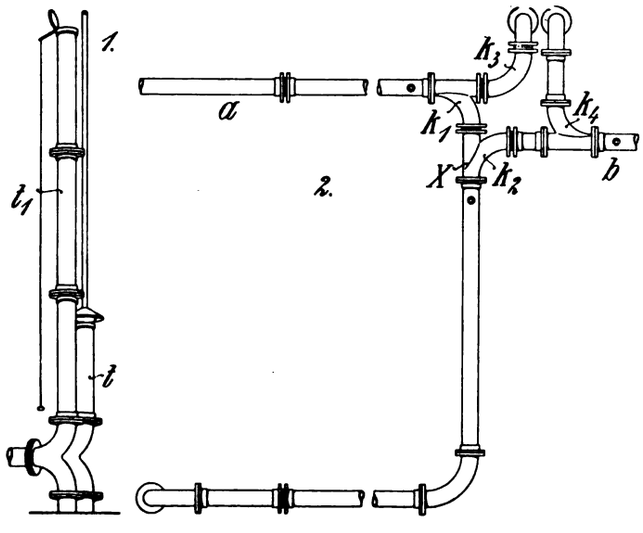


Fig. 36. Z. A.: Kombinierte pneumatische Transportanlage.

Das Drehwerk wird durch einen Motor von 8 PS und 965 Umdr./Min. angetrieben unter Vermittlung eines eingekapselten Schneckenvorgeleges mit senkrechter Schneckenradwelle, auf der ein Ritzel sitzt. Das Ritzel arbeitet in diesem Falle auf ein mit dem Unterwagen fest verbundenes Zahnrad mit Innenverzahnung. Die zwischen Motor und Schneckengetriebe befindliche Kupplung dient auch als Bremsscheibe, auf die ein durch Fußhebel betätigtes Bremsband wirkt.

Die Anordnung der Steuerapparate und Hebel zeigt Fig. 34, Skz. 2. Die Anlasser für Heben und Drehen sind auch bei diesem Kran miteinander derart vereinigt, daß sie durch einen gemeinsamen Hebel, der in Richtung der Lastbewegung verstellt wird, gesteuert werden. Der Greifer zeigt die gleiche Ausbildung wie der schon oben besprochene.

Kombinierte pneumatische Transportanlage

der Firma **J. Narbonne** in Hussein-Dey-Alger, für marokkanischen Weizen.

Von Ingenieur **A. Herzog** in **Dresden.**

Mit Abbildungen, Fig. 35 bis 38.

Zusammenfassung. Beschrieben wird eine pneumatische Förderanlage für Getreide, die speziell ihres weitverzweigten Rohrnetzes und der zahlreichen mit ihr durchführbaren Arbeitsmanipulationen wegen zu einer der interessantesten aller bisher gebauten Luftförderanlagen zählt. Verwandt ist ein Kombinationsverfahren von Saug- und Druckluft; eine einzige Luftpumpe führt alle Arbeitsvorgänge in nur einer Förderleitungsanlage aus.

Die nachstehend beschriebene, von der Mühlenbauanstalt und Maschinenfabrik vorm. Gebrüder Seck in Dresden gebaute, pneumatische Transportanlage dürfte infolge ihres weit verzweigten Rohrnetzes und der zahlreichen mit ihr durchführbaren Transportmöglichkeiten eine der interessantesten aller bisher gebauten Luftförderanlagen sein.

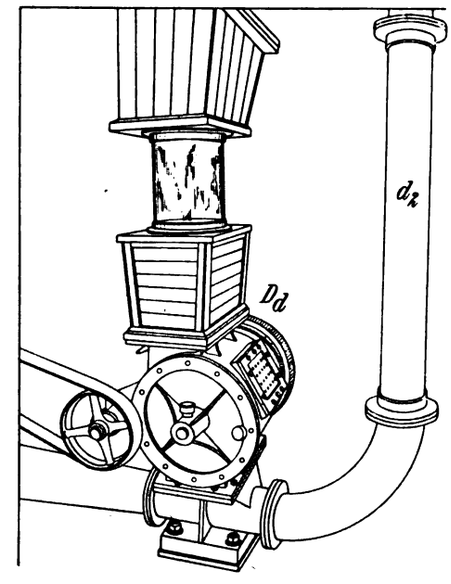


Fig. 37. Z. A.: Kombinierte pneumatische Transportanlage.

Infolge der durch die örtlichen Verhältnisse und durch die Baulichkeiten bedingten großen Anzahl der Beschickungs- und Entnahmestellen des Getreides wurde für den pneumatischen Transport ein kombiniertes System mit Saug- und Druckluft angewendet; die Disposition des Rohrnetzes ist aber dabei eine so glückliche, daß man mittels nur einer Luftpumpe alle Arbeitsvorgänge mit Saug- und Druckluft in gemeinsamen Förderleitungen ausführen kann.

Die örtliche Situation und die Anordnung des Rohrnetzes ist aus Fig. 38, Skz. 1 u. 2 ersichtlich. In der Mitte steht das eigentliche Mühlengebäude M, diesem vorgelagert ist ein weiteres Gebäude G. Rechts vom Mühlengebäude befinden sich die beiden größeren Speicher D bezw. D_1 und links der kleinere Speicher D_2, hinter dem Mühlengebäude liegt noch ein weiterer kleiner Speicher D_3. Dadurch, daß sich die Speicher zu verschiedenen Seiten der Mühle befinden und die beiden größeren, auch noch unsymmetrisch zueinander angeordnet sind, gestaltete sich die Führung der Förderleitungen recht schwierig. Überdies wurde das Netz noch dadurch kompliziert, daß die großen Speicher D und D_1 durch grade, bis zum Dachgeschoß geführte Zwischenwände (s. Fig. 35 u. 38) siloartig in zahlreiche, kleinere Abteilungen zerlegt sind, so daß sich naturgemäß für jedes Abteil eine besondere Vorrichtung zum Beschicken resp. Entleeren erforderlich machte.

Trotz dieser vielseitigen Anforderungen wurde eine einfache Lösung gefunden. Vom Punkte C des Mühlengebäudes führt nach rechts die Hauptförderleitung a durch das Dachgeschoß der großen Speicher D und D_1 in etwa 10 m Höhe bis zu dem entlegensten

Abteil des letzteren. Von dieser Hauptleitung sind in den Speichern über die Zellenreihen wieder nach rechts bezw. links Zweigleitungen geführt und an letzteren endlich über jedem einzelnen Abteil nach unten gerichtete krümmerartige Rohranschlüsse k angeordnet. Im Speicher D_1 schließen derartige Krümmer teilweise auch gleich an das Hauptförderrohr a, soweit die einzelnen Behälter unmittelbar unter diesem liegen.

Bei der kürzeren, von Punkt C nach links führenden Hauptförderleitung b sitzen alle krümmerartigen Abzweigungen unmittelbar an ihr, da nur sechs, in zwei Reihen nebeneinander angeordnete Abteile zu beschicken bezw. zu entladen sind und daher die Förderleitung b direkt über die innere Mittelwand ohne Zweigleitungen geführt werden konnte.

Die beiden Hauptförderleitungen a und b zweigen bei Punkt C durch Krümmeranschlüsse (k_3 und k_4, Fig. 36, Skz. 2) in zwei getrennten Rohrleitungen nach dem Innern des Mühlengebäudes ab und führen zu dem im oberen Geschoß des Kesselhauses K aufgestellten Rezipienten R. Vom Sammler R führt die Saugleitung s nach der Luftpumpe P, die aus Raummangel nicht in dem Mühlengebäude, sondern in dem diesem vorgelagerten Gebäude G aufgestellt wurde.

Von der Luftpumpe führt wieder die Druckluftleitung d nach der im Erdgeschoß des Mühlengebäudes aufgestellten Druckluftschleuse (siehe Fig. 37). In die Saugleitung s und in die Druckluftleitung d sind unmittelbar bei ihrem Austreten aus dem Gebäude G durch Krümmer zwei an der Wand nach oben führende Blechschornsteine t und t_1 angesetzt, die durch Schieber abgeschlossen werden können (vgl. Fig. 36, Skz. 1). Die Leitungen s und d lassen sich unmittelbar hinter den Schornsteinen ebenfalls durch Schieber absperren.

Die Verbindung zwischen der für den Empfang des Getreides bestimmten Druckluftschleuse und den beiden Hauptförderleitungen a und b stellt schließlich die nur für die Druckluftförderung bestimmte Leitung d_2 her, die an Punkt X mit dem Krümmer k_1 nach der rechten Förderleitung a und mit dem Krümmer k_2 nach der linken Förderleitung b abzweigt (s. Fig. 36, Skz. 2). Sämtliche in Fig. 36, Skz. 2 ersichtlichen vier Krümmer k_1, k_2, k_3 und k_4 lassen sich wieder durch Schieber absperren, so daß man nach Belieben entweder die beiden nach dem Rezipienten führenden Förderleitungen für Saugluft oder die Druckluft-Förderleitung d_2 auf die Hauptförderleitungen a und b schalten kann. (Schluß folgt.)

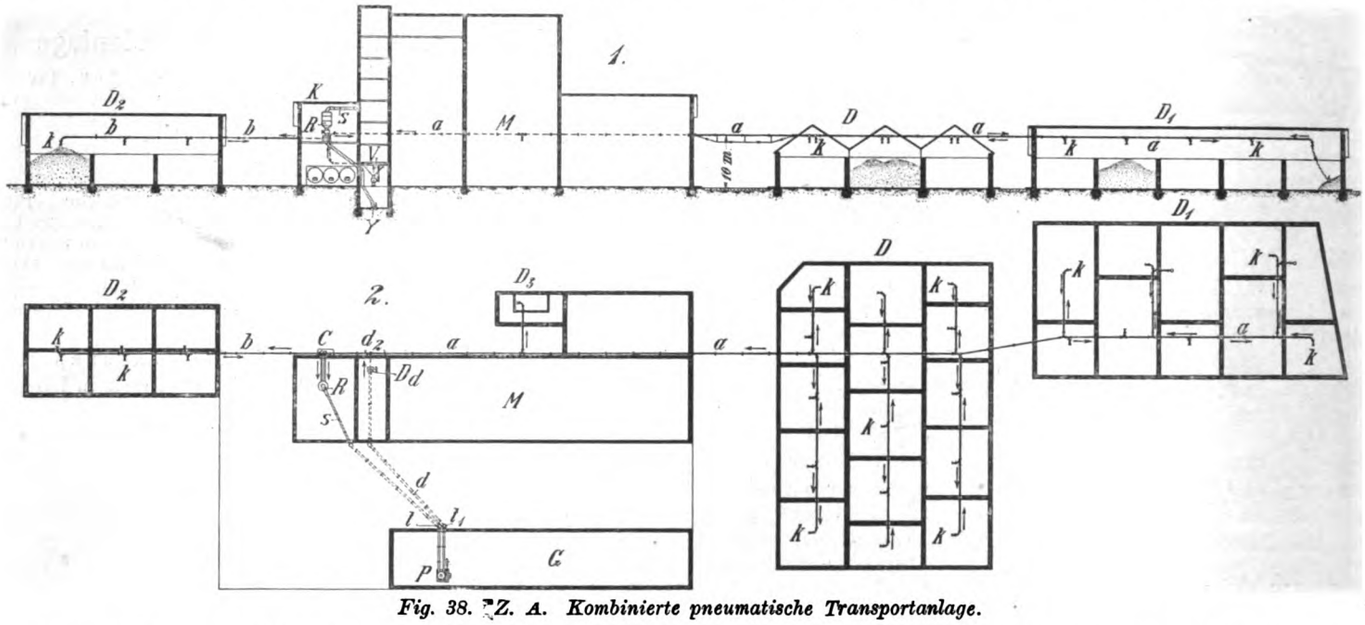


Fig. 38. Z. A. Kombinierte pneumatische Transportanlage.

Sprechsaal.

Dieser Raum steht den Abonnenten und Inserenten der Zeitschrift zur **freien Aussprache** über **technische Fragen** und **Vorkommnisse** zur Verfügnng.

Reklamen für einzelne Werke bezl. Firmen sind dabei jedoch ausgeschlossen. Ebenso lehnt die Redaktion die Verantwortung für diese Korrespondenz ab.

D. Redaktion.

Sie fragen an, welches **Recht der Arbeitgeber an den Erfindungen seiner Angestellten** habe. Hierzu schreibt das Intern. Patentbureau Ing. Carl Fr. Reichelt, Berlin:

Es gibt noch heute Leute, Arbeitgeber sowohl, als auch Arbeitnehmer, die glauben, jede Erfindung von Angestellten gehöre schlechthin dem Dienstherrn. Diese Ansicht ist natürlich irrig.

Es unterliegt keinem Zweifel, daß die Erfindung Eigentum des Angestellten ist, wenn sie nicht in den Geschäftsbereich des Unternehmens oder in den Rahmen der Tätigkeit fällt, die dem Angestellten zugewiesen ist. Hat der Angestellte die Werkzeuge und Mittel des Dienstherrn zu seinen Versuchen benutzt, so kann letzterer Schadenersatzansprüche stellen, doch ein Anrecht an der Erfindung nicht geltend machen. Die von einem Angestellten während des Dienstverhältnisses gemachte Erfindung kann dem Dienstherrn aber evtl. zustehen, auch wenn eine dahingehende Vereinbarung nicht getroffen ist. Die Beurteilung dieser Frage ist jedoch von der ganzen Stellung des Angestellten in dem Geschäftsbetriebe des Dienstherrn, ferner von seiner Vorbildung, von der Höhe des Lohnes und von der Dauer des Dienstvertrages abhängig zu machen.

Im allgemeinen wird angenommen, daß der Dienstherr auf die von handwerksmäßig vorgebildeten oder gegen Tagelohn beschäftigten Arbeitern gemachten Erfindungen keinen Anspruch habe.

Ist aber im Dienstvertrage ausdrücklich vereinbart, daß die erfinderische Tätigkeit dem Dienstherrn zufallen soll, so ist das Recht des letzteren an der Erfindung unanfechtbar. Demnach kann der Dienstherr gegen die Patenterteilung Einspruch erheben, und diese für sich in Anspruch nehmen, wenn der Angestellte eine Erfindung für sich angemeldet hat. Derartige Verträge sind natürlich rechtlich nur dann wirksam, wenn sie nicht gegen die guten Sitten verstoßen!

Wenn innerhalb eines gewerblichen Betriebes eine Erfindung durch das Zusammenwirken mehrerer Personen entstanden ist, ohne daß sie auf bestimmte Personen zurückzuführen ist, so liegt eine sog. Etablissementserfindung vor, die dem Dienstherrn gehört.

Ferner gehört eine Erfindung dem Dienstherrn, wenn sie im besonderen Auftrage desselben gemacht ist oder aber im Bereiche der besonderen, dem Dienstverpflichteten zufallenden Aufgaben liegt.

Meldet der Dienstherr eine Erfindung des Angestellten zum Patente an, von der dieser behauptet, daß sie nicht dem Unternehmen, sondern ihm selbst gehöre, so ist der Angestellte zum Einspruch befugt.

Juli 1913.

Die praktische Fördertechnik

Branchen-Ausgabe IV des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur".

Schriftleitung: Ingenieur F. Wilcke, Leipzig.

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Elektrische Abraum-Lokomotive.

Mit Abbildung, Fig. 39.

Zusammenfassung. Die beschriebene Lokomotive ist für die Verwendung im sog. Abraumbetonbau bestimmt und wiegt dienstfertig 44 t; sie hat zwei Drehgestelle und zwei Gleichstrommotoren von 100 bis 125 PS. Das Obergestell ist in drei Punkten auf dem Drehgestell gelagert, damit der Rahmen nicht zu stark auf Verdrehen beansprucht wird. Ebenso sind außer der vollständigen elektrischen Ausrüstung Hand- und Luftdruckbremse vorhanden, desgl. Sandstreuvorrichtung, Luftpfeife u. a.

Neuerdings gehen immer mehr Abraumbetriebe, bei denen die Grundbedingungen für die billige Erzeugung elektrischen Stromes gegeben sind, wie z. B. bei Braunkohlenwerken, dazu über, an Stelle der bisher benützten Dampflokomotiven elektrische Abraumlokomotiven in Dienst zu stellen. Die ersten Versuche in dieser Richtung haben allerdings zu Mißerfolgen geführt, da die Konstrukteure bei der Bearbeitung ihrer Entwürfe von den Grundsätzen des Wagenbaues ausgingen und so Konstruktionen schufen, die den unberechenbaren Beanspruchungen im Abraumbetriebe nicht gewachsen sein konnten. Es entstanden zwar billige Fahrzeuge, sie bereiteten jedoch im Dienst häufige Reparaturen und erwiesen sich daher als unökonomisch und unzuverlässig. Gemeinsam mit den Siemens-Schuckertwerken, Berlin, hat jedoch die Firma A. Borsig, Tegel, eine neue elektrische Abraumlokomotive geschaffen, die in Fig. 39 dargestellt ist. Die Lokomotive wiegt dienstfertig ∼ 44 t. Davon entfallen auf den mechanischen Teil etwa 34 t, während die Motoren, Schaltapparate, Stromabnehmer usw. etwa 10 t wiegen.

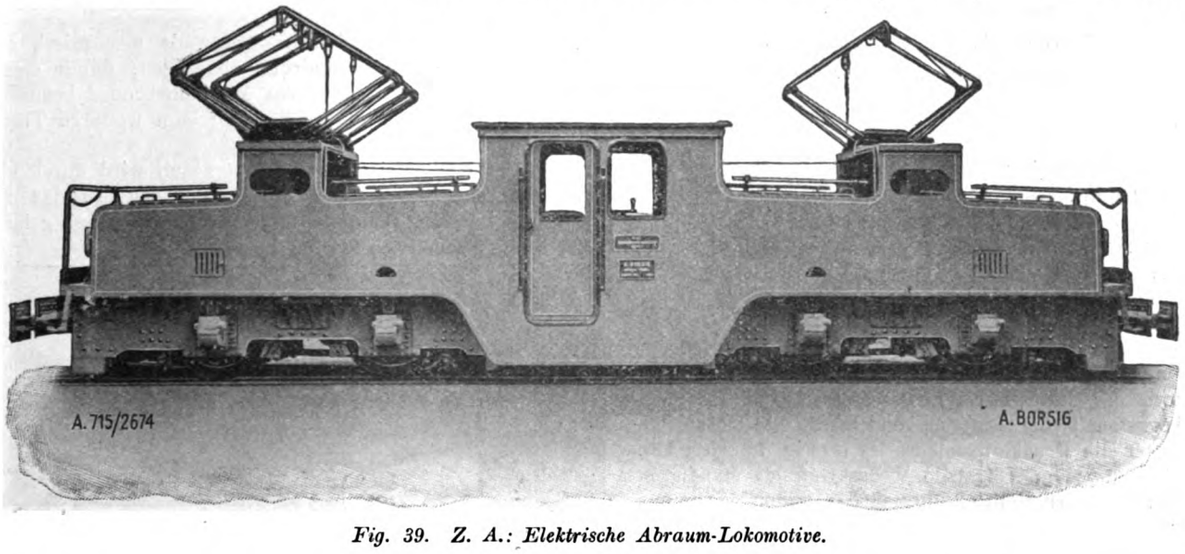


Fig. 39. Z. A.: Elektrische Abraum-Lokomotive.

Der Hauptrahmen ruht auf zwei Drehgestellen, von denen jedes mit zwei Gleichstrommotoren von je 100 bis 125 PS ausgerüstet ist. Jede Achse ist demnach Triebachse. Die Außenlager sind nach dem Muster der für die Königl. Preußische Eisenbahn-Verwaltung verwandten Tenderachslager ausgeführt. Die Zug- und Stoßvorrichtungen greifen an den Drehgestellen an. Hiermit ist der Vorteil verbunden, daß bemerkenswerte Seitenschübe durch die angehängte Last vermieden und die Entgleisungsgefahr herabgemindert wird.

Das Obergestell ist auf den Drehgestellen in drei Punkten gelagert, so daß ein Drehgestell den auf ihn entfallenden Gewichtsanteil im Drehzapfen aufnimmt, während das andere in zweiseitig an den Drehgestellrahmen angeordneten, in Fig. 39 sichtbaren Pfannen den Hauptrahmen trägt. Hierbei sind die Drehgestelle äußerlich konstruktiv in vollkommener Übereinstimmung durchgebildet. Die Dreipunktlagerung hat den Vorteil, daß bei schlechter Gleislage, wie sie im Abraumbetriebe die Regel ist, die Hauptrahmen nur wenig auf Verdrehen beansprucht werden.

Die starken kugeligen Drehzapfen und deren Verstrebungen nehmen die im Betrieb beim Auflaufen von Wagen u. dergl. auftretenden starken Stöße auf. Stark wie die Zapfenversteifung selbst ist die ebenso wichtige Verstrebung der Drehzapfenpfannen am Drehgestell. Das von den Zapfen getragene Lokomotivobergestell besteht aus zwei seitlichen Hauptrahmenblechen, die zur Erzielung des erforderlichen Adhäsionsgewichts und im Interesse der Betriebssicherheit aus je einem Blech von 30 mm Stärke hergestellt sind. Die Hauptplatten sind durch Querverbindungen versteift, so daß ein auch einer ungewöhnlichen Inanspruchnahme gewachsenes Ganze entsteht.

Auf die Ausbildung der Seitenplatten aus einem Stück wurde seitens der ausführenden Firma ebenfalls Wert gelegt, da man gerade mit den Längsträgern der Hauptrahmen bisher im Betriebe die ungünstigsten Erfahrungen gemacht hatte. Die Hauptrahmenplatten bilden gleichzeitig die Wände für das im Winter elektrisch heizbare Führerhaus. Dasselbe trägt in den Vorder- und Rückwänden je ein festes und ein um eine wagrechte Achse drehbares Fenster, und zwar derart, daß die Drehfenster einander schräg gegenüberliegen.

Die elektrische Ausrüstung der Lokomotive umfaßt zunächst die Stromabnehmer. Sie haben ihren Platz auf den vorgestreckten Teilen des Hauptrahmens erhalten. Zwischen diesen Teilen sind die Widerstände, der Motorkompressor und der Luftbehälter für die Bremse angeordnet worden. Zur Kühlung der Widerstände sind an jedem Stirnende der Lokomotive jalousieartig verschlossene Öffnungen vorhanden. Ebenso sind zur Erzielung eines besseren Luftabzuges nach oben auf der Decke unter den Stromabnehmergerüsten je zwei kleine Schornsteine angebracht. Je vier feststellbare Klappen auf der Decke der Lokomotive machen die Widerstände und die übrigen zwischen den Hauptrahmen gelagerten elektrischen Apparate zugänglich.

Die Lokomotive ist ausgerüstet mit einer vereinigten Hand- und Luftdruckbremse, Bauart Siemens-Schuckert. Die Bremsklötze wirken einseitig auf alle vier Achsen.

Die Sandstreuvorrichtung ist so angeordnet, daß die äußeren

Drehgestellräder durch Luftdrucksandstreuer, die inneren Räder dagegen durch Handsandstreuer unter Zuhilfenahme von Preßluft gesandet werden können. Beide Sandstreuvorrichtungen sind derartig kombiniert, daß es möglich ist, die in der Fahrrichtung vorn befindlichen Drehgestellräder zu sanden und so beim Anfahren die Zugkraft zu erhöhen. Für Signalzwecke ist eine durch Druckluft betätigte Pfeife vorgesehen.

Wert wurde schließlich auch darauf gelegt, die Konstruktion für einen möglichst bequemen Transport durchzubilden.

Die nachfolgende Liste gibt die Hauptabmessungen der Lokomotive:

Spurweite	900 mm
Entfernung von Mitte zu Mitte Drehgestell	5500 „
Radstand der Drehgestelle	1600 „
Totaler Radstand	7100 „
Länge über Puffer	11100 „
Größte Breite	2000 „
Minimale Fahrdrahthöhe	2550 „
Maximale Fahrdrahthöhe	5000 „
Kleinste Kurve	22 m
Größte Geschwindigkeit	15/20 km i. d. Std.
Gewicht des elektrischen Teiles	ca. 10 t
Gewicht des mechanischen Teiles (einschl. Ballast)	ca. 34 t
Dienstgewicht	ca. 44 t

Kombinierte pneumatische Transportanlage

der Firma **J. Narbonne** in Hussein-Dey-Alger, für marokkanischen Weizen.

Von Ingenieur **A. Herzog** in **Dresden.**

Mit Abbildung, Fig. 40.

(Schluß aus Heft 12).

Das Einlagern des Getreides in die Speicher.

Die Anfuhr des Weizens erfolgt auf Wagen, die bei Punkt Y in einen Schüttrumpf des Mühlengebäudes entleert werden. Von diesem gelangt das Getreide in einen Elevator, der es nach dem oberen Stockwerk hebt. Von dort geht es automatisch über eine Reinigungsanlage nach einem direkt über der Druckluftschleuse D_d eingebauten Vorratsrumpf V (s. Fig 38, Heft 13, Skz. 1).

Der Arbeitsvorgang der pneumatischen Druckluftförderung ist folgender (Fig. 36 bis 38, Heft 13):

Die Pumpe P saugt, nachdem die Schieber der Krümmer k_3 und k_4, sowie des Schornsteins t_1 geschlossen sind, aus dem kleinen Schornstein t die Luft an und preßt sie durch die Leitung d unter die Druckluftschleuse D_d (s. Fig. 38, Heft 13). Letztere führt aus dem Vorratsilo V das Getreide ständig in den Druckluftstrom der Rohrleitung, so daß nunmehr ein aus Getreide und Luft gebildeter Strom durch die Druckförderleitung d_2 und weiter, je nach Schaltung, durch den Krümmer k_1 resp. k_2 nach der Hauptförderleitung a resp. b wandert.

Das Füllen der einzelnen Speicherabteilungen ist ohne weiteres aus den Schnittzeichnungen verständlich. Soll beispielsweise das Getreide in eines der rechten mittleren Abteile des Speichers D entleert werden, so schließt man die Förderleitung a unmittelbar hinter der zu den betr. Behältern führenden Zweigleitung durch einen Schieber. Von dem über dem zu füllenden Abteil befindlichen Krümmeranschluß wird die luftdicht schließende Kapsel entfernt und die Zweigleitung hinter ihm ebenfalls durch einen Schieber abgeschlossen, so daß nunmehr der mit Getreide geschwängerte Druckluftstrom ohne weiteres in die betreffende rechte Zweigleitung einbiegen und sich durch den geöffneten Schieber in die betr. Zelle ergießen muß.

In ganz ähnlicher Weise erfolgt das Einlagern des Weizens in alle übrigen Abteile der Speichergebäude.

Die Entnahme des Getreides aus den Speichern.

Zunächst werden die Schieber der am Ende der Druckförderleitung d_2 abzweigenden Krümmer k_1 und k_2 geschlossen und der Schieber des Krümmers k_3 resp. k_4 geöffnet, so daß die Hauptförderleitungen a resp. b in freier Verbindung mit dem Rezipienten R und weiter durch die Saugluftleitung s mit der Pumpe P stehen. Überdies wird noch der Schieber des Blechschornsteins t geschlossen und der des längeren Blechschornsteins t_1 geöffnet, die Druckluftleitung d aber unmittelbar hinter letzterem ebenfalls durch Schieber abgesperrt. Endlich schließt man noch im Speicher an das untere Ende des betr. Rohrkrümmers, der unmittelbar über dem bestimmten Entnahmebehälter liegt, mittels Schlauchverschraubung mit Überwurfmutter den biegsamen Schlauch mit dem Saugrüssel.

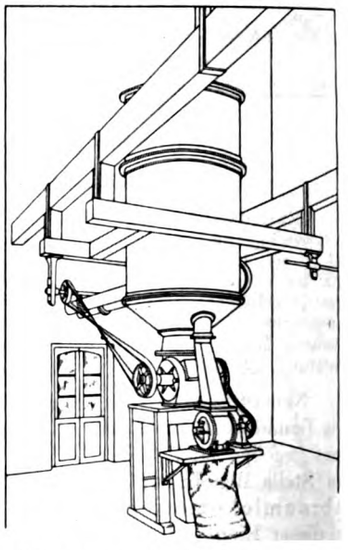


Fig. 40. Z. A.: Kombinierte pneumatische Transportanlage.

Der Arbeitsvorgang der pneumatischen Saugluftförderung gestaltet sich nun sehr einfach.

Die auf Vakuum arbeitende Luftpumpe saugt durch die Rohrleitung s aus dem Rezipienten ständig die Luft ab und stößt sie durch den langen Blechschornstein t_1 aus. Infolge des andauernd im Rezipienten hergestellten Vakuums drückt die äußere Atmosphäre (Luft) in der Entnahmezelle des Speichers das Getreide in den Saugrüssel und weiter durch die Zweigleitung sowie die Hauptförderleitung a resp. b nach dem Rezipienten R. In dem unteren Teile dieses Apparates lagert sich der Weizen infolge seiner Schwere ab und wird, wie Fig. 40 zeigt, ständig durch die luftdicht anschließende und von der Transmissionswelle mechanisch angetriebene Zellenschleuse in ein Fallrohr abgezogen; durch dieses geht er nach einer in dem Kanal des Mühlengebäudes befindlichen Querschnecke, die ihn einem Elevator zum weiteren Transport nach der Reinigung der Mühle zuführt.

Der im Rezipient auftretende Staub wird durch einen in ihn direkt eingebauten Separator abgeschieden, so daß die Saugluft gereinigt in den Pumpenzylinder tritt. Der Staub gelangt aus dem Separator durch ein besonderes Rohr nach außen und wird unter dem Rezipienten durch eine kleinere, ebenfalls mechanisch angetriebene Zellenschleuse unmittelbar in Säcke abgezogen (siehe Fig. 40).

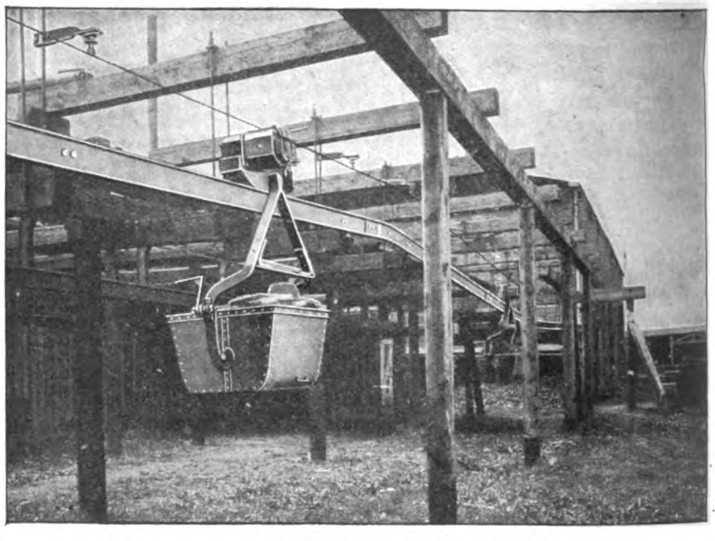


Fig. 41. Z. A.: Neues über Elektrohängebahnen.

Der in Frage kommende längste Förderweg beträgt bei dieser Anlage ca. 200 m bei einem Höhenunterschied der Transportleitungen von etwa 12 m. Die Leistung schwankt zwischen 16 und 20 t stündlich, je nachdem die Förderung auf eine weitere oder nähere Strecke vorzunehmen ist. Für die Bedienung der ganzen Anlage genügt ein Mann, während früher 20 bis 30 Leute für das Einlagern des Weizens in die Speicher und für die Entnahme beschäftigt werden mußten.

Neues über Elektrohängebahnen.

Mit Abbildungen, Fig. 41 bis 44.

Zusammenfassung. Die beschriebenen Einzelheiten von Elektrohängebahnen sind insofern beachtenswert, als sie sicher wirkende Apparate usw. darstellen. Das soll sowohl von dem beschriebenen neuen Hängebahnmotor, als auch dem selbsttätigen Blockierungssystem mit eigenartigem Blockierungsschalter gelten.

Obgleich das Kapitel Elektrohängebahnen zur Zeit nahezu in allen technischen Blättern, ebenso auch in vielen neueren Werken mit Vorliebe behandelt wird, so ist es doch noch nicht erschöpft. Man findet beisp. fast nichts über die für die elektrische Ausrüstung von Elektrohängebahnen von dem Siemens-Schuckertwerke geschaffenen Sonderausführungen.

So wurde u. a. von genanntem Werk für die Fahrwerke der Hängebahnwagen ein besonderer Motorentyp, der **Hängebahnmotor Typ GML,** ausgebildet, der den nachstehenden, zum Teil schwer zu vereinigenden Betriebsbedingungen entspricht: einen gedrungenen Bau und geringes Gewicht hat, regendichte Kapselung und hohen Wirkungsgrad, sowie genügende Betriebssicherheit besitzt.

Der Motor hat im übrigen ein allseitig geschlossenes Gehäuse, das an der einen Seite eine viereckige Befestigungsflansche mit Zentrierringen, an der anderen ein abschraubbares Lagerschild enthält. Die Welle läuft in Kugellagern und besitzt auf der Flanschseite einen zylindrischen, aus dem Gehäuse herausragenden Wellenstumpf. Der Motor läßt sich behufs Reparatur leicht demontieren und nötigenfalls als Ganzes vom Fahrwerk abnehmen. Alle Schrauben sind gesichert.

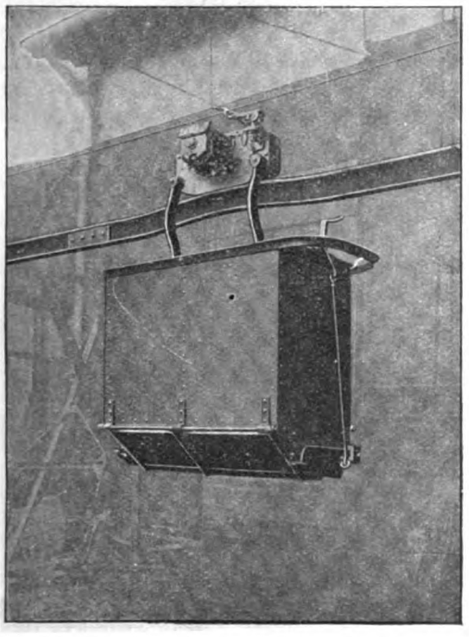


Fig. 42. Z. A.: Neues über Elektrohängebahnen.

Da die Motoren meist mit selbsttätiger Steuerung versehen sind, also auch ohne besondere Aufsicht bei stark wechselnder Belastung sicher anlaufen müssen, anderseits aber eine bestimmte Drehzahl auch nicht überschreiten dürfen, so erhalten sie Verbundwicklung; sie können dann beim Anlauf ein mehrfaches des normalen Drehmomentes entwickeln. Die normalen Spannungen sind 110 und 220 Volt. Über die mechanischen Größen der Motoren gibt die Zahlentafel I Auskunft.

Zahlentafel I.

Modell	Stundenleistung					Dauerleistung				Gewicht	
	Anzugsmoment etwa mkg	Drehmoment mkg	Leistung PS	Drehzahl etwa	Wirkungsgrad %	Drehmoment etwa mkg	Leistung PS	Drehzahl etwa	Wirkungsgrad etwa %	netto kg	brutto kg
GML 10	3,8	0,60	0,5	600	68	0,46	0,45	700	71	48	68
GML 30	5,5	1,43	1,0	500	71	1,02	0,85	600	74	57	80

Die Fig. 41 und 44 zeigen Hängebahnanlagen, die von J. Pohlig A.-G. in Cöln, ausgeführt und mit Hängebahnmotoren der Siemens-Schuckertwerke ausgerüstet sind. Die Anlage, Fig. 41, die sich auf dem Werk Brühl der Firma J. Pohlig A.-G. befindet, dient außer dem Materialtransport auch Versuchszwecken; sie umfaßt eine geschlossene Laufbahnanlage, auf der Dauerproben mit den Motoren und Schaltapparaten vorgenommen werden können. Für Versuchszwecke sind ferner mehrere Weichen sowie eine Steigungsstrecke, bei welcher Steigungen bis 6% mit reinem Adhäsionsbetrieb befahren werden, angelegt. Als Kübel werden Gefäße bis etwa 3 cbm Inhalt verwendet.

Der Hängebahnwagen in Fig. 42, der ein Fassungsvermögen von 17,5 hl hat, dient zur Kohlenförderung im Elektrizitätswerk der Gesellschaft für elektrische Beleuchtung in Petersburg.

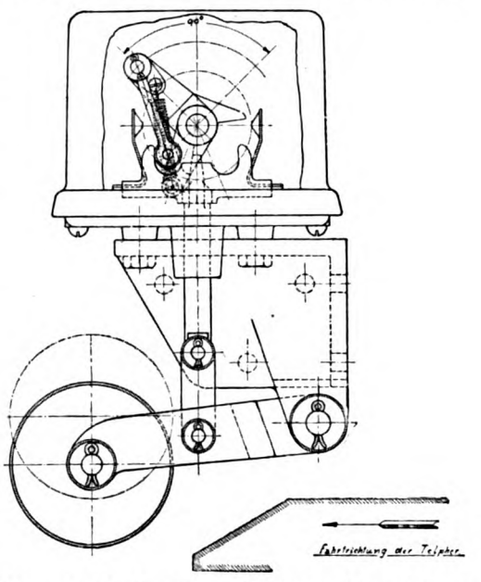


Fig. 43. Z. A.: Neues über Elektrohängebahnen.

In Anlagen, in denen mehrere Hängebahnwagen ohne Führerbegleitung gleichzeitig dieselbe Strecke befahren, ist es erforderlich, eine selbsttätig wirkende Streckensicherung vorzusehen, wofür die Siemens-Schuckertwerke ein ebenso einfaches als betriebssicheres **Blockierungssystem** ausgebildet haben.

Die Schaltung ist in ihrer einfachsten Form in Fig. 44 dargestellt. Sie baut sich grundsätzlich auf der unter dem Namen „Hotelschaltung" bekannten Anordnung auf. Die Arbeitsleitung ist dabei in eine Anzahl selbständiger, nicht unmittelbar verbundener Strecken zerlegt, die durch Vermittelung besonderer Schalter in bestimmter Reihenfolge an eine durchgehende Leitung angeschlossen oder von der Leitung getrennt werden.

Das Ein- und Auschalten der Blockstrecken erfolgt in der Weise, daß ein Wagen beim Übergang von einer Blockstrecke zur anderen die zuletzt befahrene Strecke ausschaltet und gleichzeitig die daran anschließende, weiter zurückliegende Strecke einschaltet. Auf diese Weise wechseln unter Spannung stehende sowie spannungslose Strecken miteinander ab, und die Anzahl der Wagen ist halb so groß wie die Anzahl der Strecken. Je zwei in der Fahrtrichtung vor einem Wagen befindliche Blockierungsschalter haben stets die gleiche, die beiden folgenden die entgegengesetzte Stellung usw.

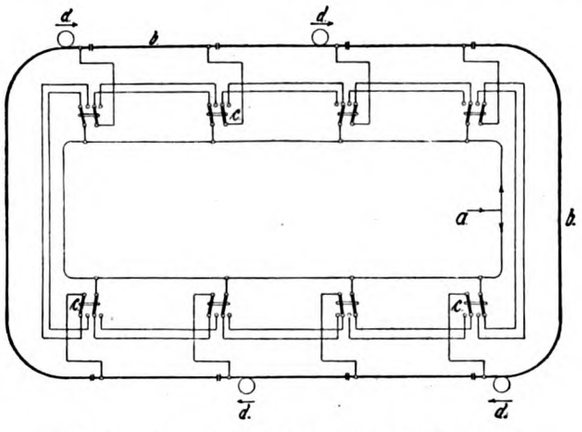


Fig. 44. Z. A.: Neues über Elektrohängebahnen.

Es ist leicht ersichtlich, daß bei der in Fig. 43 dargestellten Schaltung die Wagenzahl gerade sein muß, und daß eine willkürliche Verminderung der Wagenzahl nicht ohne weiteres möglich ist. Jedoch läßt sich die Anordnung durch einen Umschalter in den Verbindungsleitungen zwischen zwei einzelnen Blockierungsschaltern auch für ungerade Wagenzahl oder für Abgang eines Wagens einrichten, ein Verfahren, das den Siemens-Schuckert-

werken durch Deutsches Reichspatent geschützt sein soll. Der Umschalter wird bei Ringstrecken ohne Weichen einmalig von Hand umgelegt, während er bei Ringstrecken mit Weichen zweckmäßig von den aus- und einfahrenden Wagen verstellt wird.

Die Einrichtung des Blockierungsschalters geht aus Fig. 43 hervor. Das Schaltorgan, das als Walzenschalter mit Momentschaltung ausgebildet ist, wird durch Anschläge, die an dem Wagen befestigt sind, betätigt, und zwar in der Weise, daß ein Rollenhebel bei der Vorbeifahrt eines jeden Wagens einmal angehoben wird. Ist der Wagen vorüber, so fällt der Rollenhebel von selbst wieder zurück. Jede Aufwärtsbewegung des Rollenhebels bewirkt die Umstellung der Schaltwalze, die dabei eine hin- und hergehende Bewegung ausführt. Der Mechanismus ist so eingerichtet, daß eine erneute Umschaltung erst möglich ist, nachdem der Rollenhebel wieder zurückgefallen ist. Eine fehlerhafte Betätigung, wie sie bei Schaltern mit fortlaufender Drehbewegung zuweilen vorkommt, ist also ausgeschlossen.

Das beschriebene Blockierungssystem kommt übrigens bei der Kohlenförderungsanlage des Elektrizitätswerks Unterspree der Gesellschaft für Hoch- und Untergrundbahnen, Berlin, zur Verwendung.

Graphische Querschnittbestimmung der Krangleisträger.

Von **O. Riwosch**, Ingenieur.

Mit Abbildungen, Fig. 45 u. 46.

Zusammenfassung. Gegeben ist eine graphische Darstellung, an Hand deren, wie durch Beispiele gezeigt wird, sich jedes Trägerprofil leicht bestimmen läßt. Da die Beispiele zugleich rechnerisch gelöst sind, wird der Beweis erbracht, daß man mit der graphischen Darstellung sicher arbeiten kann.

Das größte Biegungsmoment tritt bekanntlich im Träger dann auf, wenn das Vorderrad die Trägermitte um ein Viertel des Radstandes überschritten hat (vgl. Fig. 45). Es ist:

$$M_{max} = \frac{P}{8 \cdot l} (2 \cdot l - a)^2.$$

Für die Zusammenstellung des Diagramms ist a — der Achsenabstand — = 0,1 · l angenommen *). Mit a = 0,1 · l wird:

$$M_{max} = \frac{P}{8 \cdot l} (2 \cdot l - 0{,}1 \cdot l)^2 = 0{,}45 \cdot P \cdot l.$$

Das erforderliche Widerstandsmoment:

$$W = \frac{M}{k} = \frac{0{,}45 \cdot P \cdot l}{700};$$

für P = 1000 kg, ist W = 0,65 · l angenommen.

Der letzte Ausdruck stellt die durch den Koordinatenpol gehende Gerade OB dar (siehe Diagramm, Fig. 46); ihre Abszissen stellen die Stützweiten l dar, die Ordinaten — die Widerstandsmomente — W. W ist dem Raddrucke P proportional; dementsprechend ist für andere Werte von P der mit Teilungen versehene Bogen gezeichnet. Um das Diagramm nicht unklar zu machen, sind nur einige Gerade gezogen; mit Hilfe eines Lineals kann jedoch jede Gerade durch eine beliebige Bogenteilung gelegt werden.

Um die Profile des I-Eisens — als Querschnitt das Trägers — aus dem Schaubilde unmittelbar zu bestimmen, sind ihre Widerstands-Momente an den betreffenden Stellen aufgetragen.

Benutzung des Diagramms.

Mit Hilfe eines Lineals legt man eine Gerade durch die betreffende Bogenteilung — Raddruck P — und für die gegebene Stützweite l, als Abszisse, entnimmt die Ordinate — den Widerstandsmoment W — oder direkt das entsprechende, am nächsten liegende I-Profil.

*) Da die Entfernung a im Vergleich mit der doppelten Stützweite — 2 · l — in den meisten Fällen unbedeutend ist, so wird der ermittelte Widerstandsmoment $W = \frac{M}{k}$ bei dem angenommenen Werte a = 0,1 · l sich bei anderen Radständen unbedeutend von dem genauen Werte unterscheiden.

Beispiel 1. Es ist der I-Träger für eine Laufkatze bei folgenden Angaben zu berechnen.

Die maximale Tragkraft sei 7,5 t, die Stützweite l = 5,7 m, das Gewicht der Katze 3000 kg, ihr Achsenabstand a = 0,8 m.

a) Aus der graphischen Darstellung.

Der Raddruck:

$$P = \frac{7500 + 300}{4} = 1950 \text{ kg}.$$

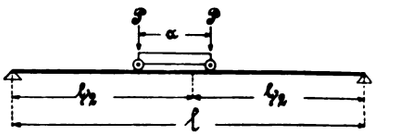


Fig. 45. Z. A.: Graphische Querschnittbestimmung der Krangleisträger.

Es ist ein I-Eisen N. P. 32 erforderlich.

b) Durch Berechnung.

$$M_{max} = \frac{P}{8 \cdot l} (2 \cdot l - a) = \frac{1950}{8 \cdot 5{,}7} (11{,}4 - 0{,}8^2) = \frac{1950}{45{,}6} \cdot 112{,}36,$$

$$M_{max} = 4804{,}86 \text{ kg/m} = 480\,486 \text{ kg/cm},$$

$$W = \frac{480\,486}{700} = 686{,}4 \text{ cm}^3,$$

gewählt: I-Eisen N. P. 32 mit $W_x = 781$ cm³.

Beispiel 2. Welches Profil des I-Trägers von l = 7,0 m freier Länge ist zu wählen, wenn über denselben ein Laufkran fahren soll, der bei einem Achsenabstande a = 1,2 m auf jedem Rad den Druck P = 3000 kg hat?

Aus der graphischen Darstellung, Fig. 45, Skz. 1. Es ist ein I-Eisen N. P. 40 erforderlich.

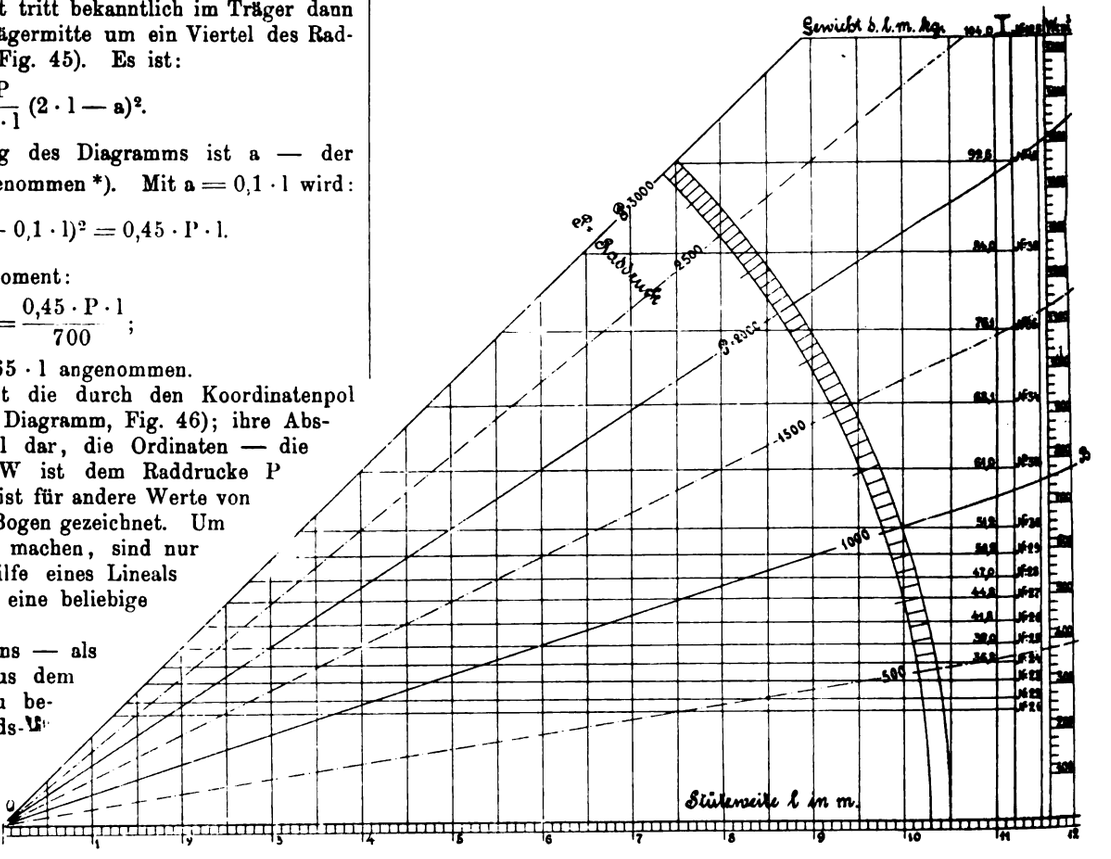


Fig. 46. Z. A.: Graphische Querschnittbestimmung der Krangleisträger.

Durch Berechnung:

$$M_{max} = \frac{P}{8 \cdot l} (2 \cdot l - a)^2 = \frac{3000}{8 \cdot 7} (14 - 1{,}2)^2 = 8777{,}15 \text{ kg/cm},$$

$$W = \frac{877\,715}{700} = 1254 \text{ cm}^3.$$

Es ist ein I-Eisen N. P. 40 mit $W_x = 1459$ cm³ gewählt.

Die praktische Fördertechnik

Branchen-Ausgabe IV des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur".

Schriftleitung: Ingenieur F. Wilcke, Leipzig.

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Conveyer und ihre Anwendung.

Von Ing. **Ludwig Eisenkramer** in **Chicago.**

Mit Abbildungen, Fig. 47 bis 50.

Zusammenfassung. Beschrieben und abgebildet sind sog. Gravity-Conveyers, wie sie in den „Ver. Staaten v. N.-A." in großem Umfange und für nahezu alle Zwecke zur Verwendung kommen. Die Conveyer sind einfach, laufen leicht und befördern große Mengen.

Zur Beförderung von Gegenständen von einem Teile einer Halle zum anderen oder von einem Geschoß eines Gebäudes zum darunterliegenden ist der sog. Gravity Conveyer ganz besonders geeignet. Dieser erfordert keine treibende Kraft, da die zu befördernden Gegenstände unter dem Einfluß ihrer eigenen Schwere an ihren Bestimmungsort gelangen. Im Vergleich mit anderen Vorrichtungen zum Befördern von Paketen usw. ersparen die „Gravity-Conveyers" Zeit und Arbeit, besitzen das größte Fassungsvermögen bei kleinstem Verbrauch an Kraft und machen sich deshalb in kürzester Zeit schon bezahlt.

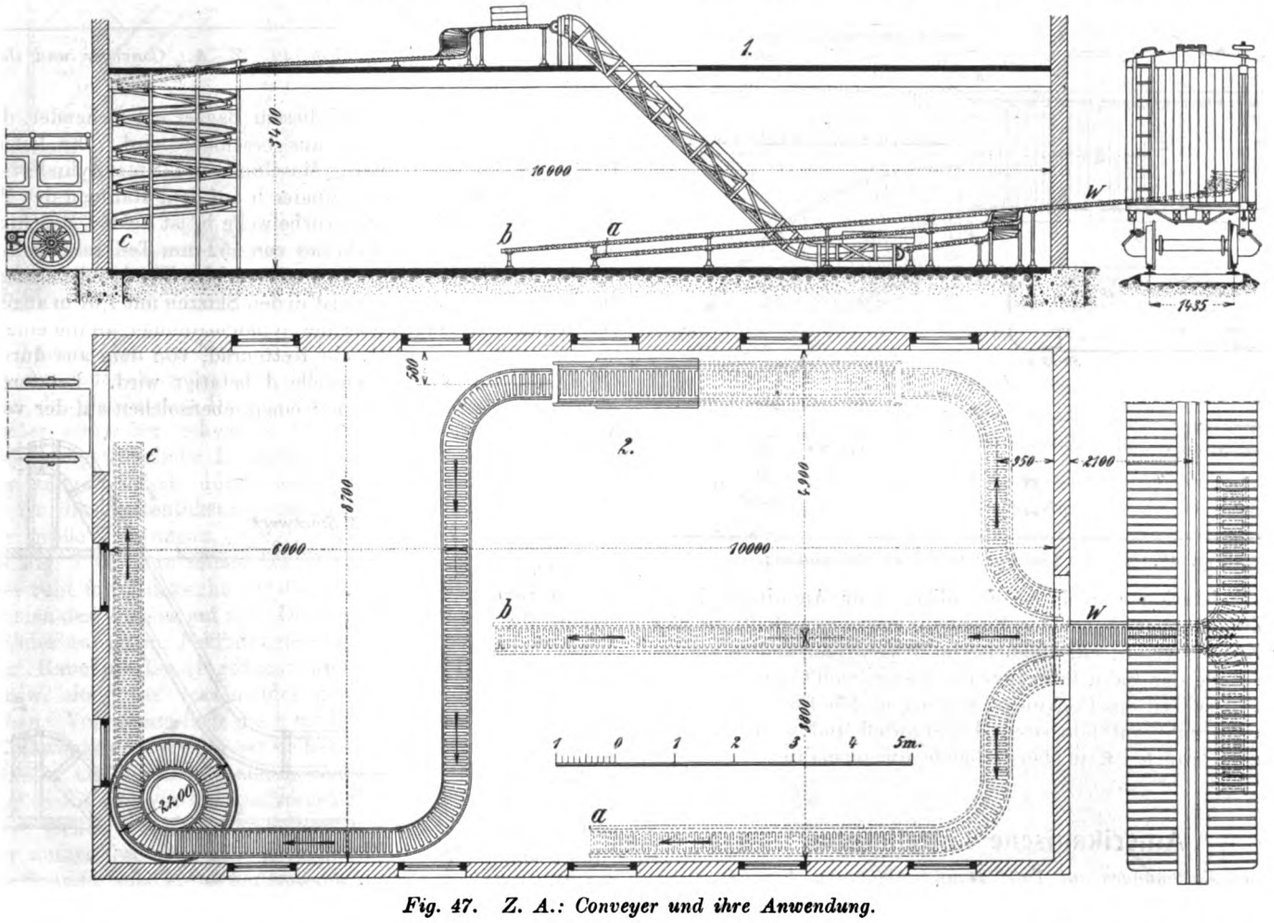


Fig. 47. Z. A.: Conveyer und ihre Anwendung.

Die Konstruktion ist im allgemeinen eine einfache. Ein Rahmen aus Winkeleisen, welcher zur Aufnahme von leicht sich drehenden Rollen aus Holz oder nahtlosen dünnen Röhren dient, ruht auf Ständern oder wird durch hängende Arme unterstützt. Das ganze System ist in einer geneigten Lage angeordnet, so daß daraufliegende Gegenstände auf Grund ihrer eigenen Schwere vorwärtsrollen, Fig. 48, Skz. 3. Um zu verhindern, daß die rollenden Gegenstände vom Transporteur herabfallen, sind Gleitschienen angebracht, Fig. 48, Skz. 2; deren Winkeleisen haben gewöhnlich 2″ bis 2½″, werden aber für sehr schwere Lasten naturgemäß entsprechend stärker genommen. Bevor man die Rollen an den Winkeleisen befestigt, richtet man sie mittels Maschine genau gerade. Die Rollen für Kurven dagegen sind konisch gestaltet.

Weichen sind naturgemäß auch hier erforderlich, wenn Gegenstände in verschiedenen Richtungen weiterbefördert werden sollen. Man macht sie gewöhnlich 10′ lang und läßt sie sich um den Punkt h, Fig. 48, Skz. 1, drehen, so daß sie sowohl mit i als auch mit k verbunden werden können.

Oftmals ist es auch erwünscht einen Durchgang zu haben. In diesem Falle ist ein Teil des Conveyers mit Scharnieren versehen und kann zurückgeschlagen werden, Fig. 49, Skz. 3.

Ein anderes Werk rüstet das den Rahmen unterstützende Gestell mit Rollen aus, so daß man den Conveyer aus dem Wege rollen kann, wenn er nicht im Gebrauch ist (Fig. 49, Skz. 1).

Fig. 49, Skz. 2 zeigt einen Conveyer, dessen Rollen mit Flanschen versehen sind. Derselbe eignet sich besonders zum Transport von Mauersteinen. Die Flanschen verhindern das Abrutschen der Mauersteine oder anderen kleinen Gegenstände, die auf dem Conveyer transportiert werden sollen. Fig. 50, Skz. 1 und 3 veranschaulichen zwei sehr gebräuchliche automatische Conveyers. Die Neigung des in Fig. 50, Skz. 1 dargestellten Conveyers beträgt 60°, während die des Conveyers Fig. 50, Skz. 2 45° ist. Beide Conveyer werden mittels Motoren, Ketten und Kettenrädern getrieben und in Verbindung mit Gravity Conveyers können so Gegenstände aus einem Stockwerk eines Gebäudes zu dem darüber oder darunterliegenden Stockwerk befördert werden.

Fig. 47, Skz. 1 und 2 zeigen einen spiralförmigen Conveyer zur Beförderung von Gegenständen aus einem höheren Stockwerke in das nächst tiefere. Zu den Spiral-Conveyers werden nur konische Rollen verwendet, im übrigen gleiten auch hier die Gegenstände nur unter dem Einfluß der eigenen Schwere nach unten. Die allgemeine Anordnung der Spiralen ist immer eine solche, daß sie die Gegenstände von einem Conveyer auf einer Etage empfangen und an einen anderen Conveyer auf der nächsttieferen Etage abgeben. Man kann auf diese Weise ein vollständiges System für den Pakettransport in irgend einem Gebäude herstellen, auch wenn das letztere noch so hoch ist, d. h. noch so viele Geschosse hat. Daneben lassen sich die „geneigten Conveyers" aber auch allein, also ohne Gravity Conveyers benutzen. Nur erfolgt in diesem Falle das Beladen von Hand.

Um die Anwendung dieser Conveyers noch etwas verständlicher zu machen, möge hier, das, nebenbei bemerkt, ausgeführte Beispiel Fig. 47 besprochen werden.

Dieses illustriert ein Conveyersystem, um Kisten aus einem Eisenbahnwagen nach dem zweiten Stockwerk eines Gebäudes zu befördern. Die Kisten werden dort entweder abgenommen oder mittels Spirale zum ersten Stockwerke geschafft. Je nachdem die Weiche w gestellt ist, können die Kisten vom Eisenbahnwagen nach a oder b hingeleitet werden. Die Entfernung vom Eisenbahnwagen

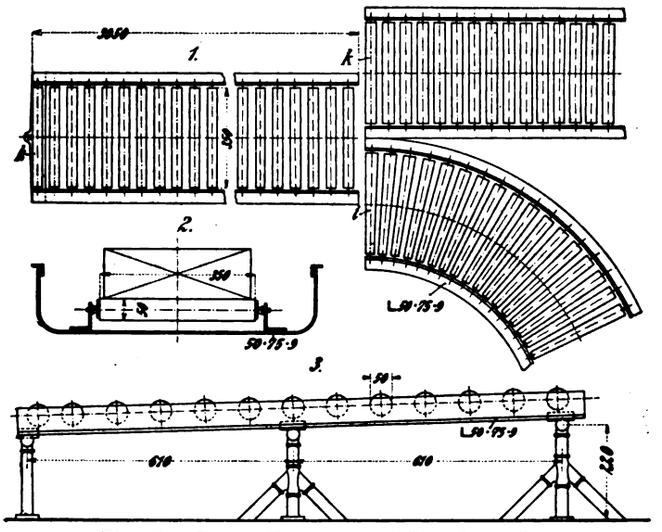


Fig. 48. Z. A.: Conveyer und ihre Anwendung.

bis zur Endstation c spielt bei der allgemeinen Anordnung keine Rolle. Zwei Männer können den Eisenbahnwagen in verhältnismäßig kurzer Zeit entleeren; ein Mann ist im Wagen, der andere am jeweiligen Ende der Bahn tätig, um die Kisten vom Conveyer abzunehmen. Der Teil des Conveyers, welcher in den Eisenbahnwagen hineinreicht, ruht auf fahrbarem Untergestell und wird, wenn er nicht im Gebrauch ist, in das Gebäude hineingefahren.

Amerikanische Löffelbagger.

Mit Zeichnungen auf Tafel 34 und Abbildung, Fig. 51

Zusammenfassung. Beschrieben und durch Skizzen auf einer Tafel dargestellt sind drei in den Vereinigten Staaten viel benutzte, und seit einiger Zeit auch bei uns zur Einführung gelangte, selbstfahrende Löffelbagger, die sich dadurch kennzeichnen, daß ein und dieselbe Maschine das Heben und Senken des Löffels und die Vorwärtsbewegung des ganzen Baggers besorgt.

Wer heute Deutschlands Gaue durchwandert, wird infolge der zahlreichen Kanal- und Eisenbahnbauten aller Augenblicke Gelegenheit haben, Baggermaschinen und zwar sowohl Trockenbagger als auch Naßbagger in Tätigkeit zu sehen. Vergleicht er mit diesen die auf Tafel 34 dargestellten amerikanischen Trockenbagger, so wird ihm allerdings sofort das eine auffallen, daß bei uns der Kettenbagger mit Bechern das Feld beherrscht, während in Amerika der sog. „Excavator", das ist der Schaufel- oder Löffelbagger bevorzugt wird.

Fragt man sich warum, so lautet die Antwort: einmal, weil er billiger ist als jener und weiter, weil sein Aktionsradius ein größerer und drittens, weil sich Reparaturen an ihm leichter ausführen lassen als am Eimer- bzw. Kettenbagger.

Unter den verschiedenen Konstruktionen, die im Lande der unbegrenzten Möglichkeiten Verwendung finden, ist wohl die auf Tafel 34 in drei Größen wiedergegebene die beste. Mindestens erfreut sie sich besonderer Beliebtheit.

Man unterscheidet zwischen dem baby giant (Fig. 9), dem little giant (Fig. 5 bis 8 u. 11) und dem giant (Fig. 1 bis 4). Der kleinste Bagger ist selbstverständlich der „baby giant", als Normalform gilt der „little giant" und für größte Leistungen kommt der „giant" in Betracht. Alle drei Typen sind in gewissem Sinne Selbstfahrer.

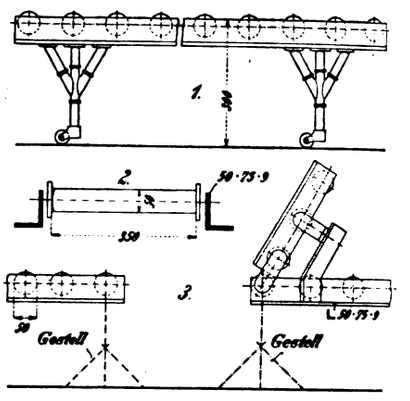


Fig. 49. Z. A.: Conveyer und ihre Anwendung.

Der little giant (Fig. 5 bis 8 u. 11) besteht in der Hauptsache aus dem Wagen, dem auf diesem untergebrachten Dampfkessel und der Dampfwinde, die zu gleicher Zeit die Möglichkeit bietet, den Bagger auf dem Terrain sich selbstfahrend bewegen zu lassen.

Der Dampfkessel ist bei diesem Bagger ein stehender, der von einem angehängten Podest aus beschickt wird. Er liefert den Dampf für eine zweizylindrige Maschine von 178 mm Zylinderbohrung und 280 mm Hub, deren Zylinder b auf dem Rahmen des Wagens ihre Lagerung finden. Die Kurbelwelle b_1 ist beiden Maschinen gemeinsam und trägt ein Zahnrad von 152 mm Teilkreisdurchmesser, dessen Zähne in die eines Stirnrades auf der Windewelle c eingreifen. Der Durchmesser des Rades ist in den Skizzen mit 1,07 m angegeben. Die Windewelle trägt außer der Windentrommel, an die eine Bandbremse angeschlossen ist, ein Kettenrad, von dem aus durch eine Gliederkette eine Zwischenwelle d betätigt wird. Letztere trägt ein zweites Kettenrad, das mit einem ebensolchen auf der vorderen Achse des Baggerwagens durch eine Kette im Eingriff steht. Dieser Kettentrieb bietet die Möglichkeit, den Bagger als Selbstfahrer zu verwenden. So lange die Maschine innerhalb der durch die Arbeitslänge des Löffelstieles festgelegten Grenzen fördert, wird selbstverständlich die Selbstfahreinrichtung ausgekuppelt.

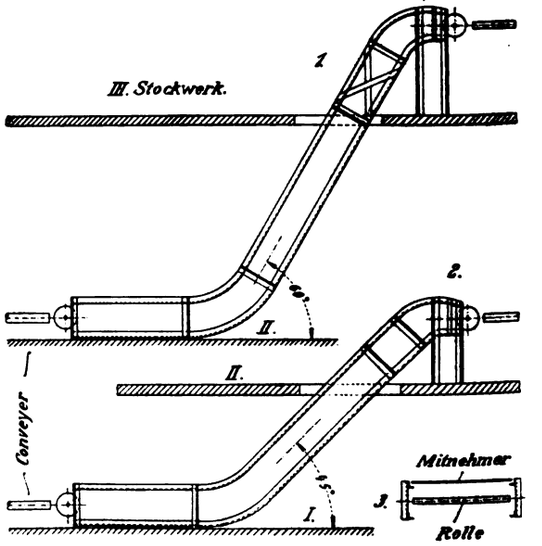


Fig. 50. Z. A.: Conveyer und ihre Anwendung.

Die Kette des Baggers läuft, wie man aus Fig. 5, 7 und 11 erkennt, über ein System von Rollen nach dem vorderen Ende des Auslegers und ist dort über einen Flaschenzug hinweggeführt, der mit der Schaufel h des Baggers durch ein Gestänge zusammenhängt. So wird es möglich, die Schaufel zu heben und zu senken. Zum Vorwärts- und Rückwärtsschieben des Stieles, an welchem die Schaufel durch ein zweites Gestänge gelenkig gehalten wird, bedient man sich des Zahnradgetriebes g, während zum Drehen des Auslegers um seine vertikale Achse die Scheibe f benutzt wird. Diese hängt durch zwei Ketten mit einer Trommel der unterhalb der Decke des

Wagens aufgehängten Winde zusammen. Je nachdem man die rechte oder linke Kette anzieht, schwenkt man den Ausleger (vgl. Fig. 7) nach rechts oder nach links aus. Sind beide Ketten gleichmäßig angezogen, so deckt sich die Mittelachse des Auslegers mit der Mittellinie des Baggerwagens, d. h. der Bagger arbeitet „gerade aus".

Die Ausführung der Schneide-Schaufel oder des Löffels erfolgt je nach seinem Zweck verschieden. Handelt es sich lediglich um das Abgraben von weichen Erdmassen, sowie von steinfreiem Sand, so erhält der Löffelrand einfach eine glatte Schneide. Enthält der abzugrabende Boden dagegen Steine, so versieht man den Löffel mit messerartigen „Alligator-Zähnen", die die Steine erfassen und aus dem Boden herausgraben.

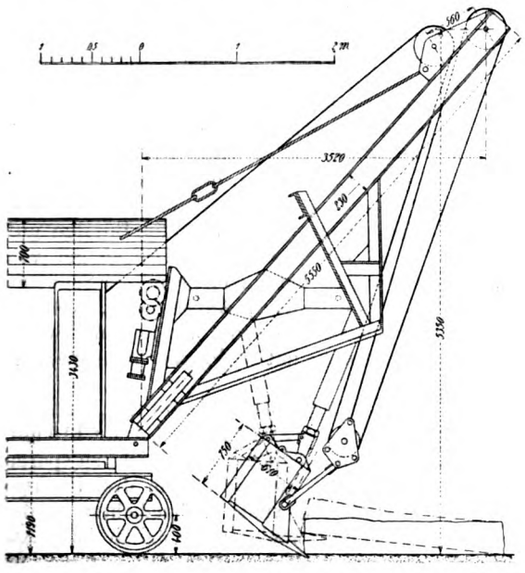


Fig. 51. Z. A.: Amerikanische Löffelbagger.

Damit sich die Maschine auf dem Erdboden schnell fortbewegen kann, sind die beiden Vorderräder mit Kletterleisten ausgerüstet, ihre Breite entspricht derjenigen der Hinterräder, d. h. sie beträgt 35 cm. Für sehr leicht abzugrabenden Boden und kleinere Leistungen wird der little giant in Form der Fig. 9 ausgeführt und heißt dann baby giant. Wie man sieht, ist hier die ganze Konstruktion dadurch wesentlich vereinfacht, daß man die Winde zum Drehen des Auslegers weggelassen hat, daß weiter statt der schweren Gliederkette zum Antrieb des Wagens eine gewöhnliche Ringkette benutzt und schließlich der Ausleger selbst einfach durch einen I-Träger gebildet wurde. Ebenso ist die Kettenführung wesentlich vereinfacht.

Für große Leistungen dagegen ist der „giant" berechnet, den die Fig. 1 bis 4 in seinen Hauptteilen wiedergeben.

Hier ruht mit Rücksicht auf die große Last, die zu tragen ist, der Rahmen des Wagens auf zwei Drehgestellen mit je zwei Achsen, deren Räder auf einem Feldbahngleis laufen. Der Kessel a ist als liegender Rauchrohrkessel gedacht und für die Betätigung von Löffel usw. sind zwei voneinander unabhängige Maschinen b d vorgesehen. Von diesen liegt die b seitlich des Kessels und besorgt das Ausschwenken des Auslegers; sie hat einen Zylinder von 178 mm Durchmesser und einen Kolbenhub von 208 mm. Die Bewegung überträgt sich durch ein Zahnradvorgelege auf die Trommel c, und auf dieser wickelt sich dann das Seil auf und ab, mittels dessen der Ausleger ausgeschwenkt wird. Das Seil läuft über die Scheibe f und eine Spannscheibe hinter der ersteren, die zugleich als Führungsscheibe dient.

Für das Verschieben des Stieles werden gleichfalls Zahnräder und Zahnstange benutzt, diese erhalten hier jedoch ihren Antrieb nicht von Hand, sondern durch Dampf von der kleinen Maschine h aus. Letztere trägt auf ihrer Kurbelwelle ein Zahnrad, das mit dem großen Rad i im Eingriff steht. Der Dampf wird mit Rücksicht darauf, daß der Ausleger während des Betriebes die verschiedenartigsten Stellungen einnehmen muß, durch ein Rohr zugeführt, dessen Anordnung aus dem Aufriß Fig. 2 zur Genüge deutlich zu ersehen ist.

Zum Einstellen des Löffels k dient auch bei dieser Maschine eine Kettenübertragung, die von der zweizylindrigen Maschine d aus betätigt wird. Letztere überträgt ihre Bewegung durch einen Radsatz d_1 auf die Trommel e von 400 mm Durchmesser und auf dieser wird die Kette aufgewickelt. Der selbstfahrende Mechanismus empfängt seine Bewegung ebenfalls von der Maschine d.

Die beschriebenen Maschinen sind, wie eingangs schon angedeutet, sehr beliebt und gehören auch zu den ältesten Typen dieses Systems überhaupt; sie fanden ihre erstmalige Beschreibung im „Praktischen Maschinen-Konstrukteur" im Jahre 1907.

A. Christ.

Neue Straßenbahn-Motoren.

mit Wendepolen.

Mit Abbildungen, Fig. 52 u. 53.

Zusammenfassung. Die beschriebenen Straßenbahnmotoren sind vor allem dadurch gekennzeichnet, daß sie trotz ihrer Leistungsfähigkeit und elektrischen sowie mechanischen Eigenschaften im Vergleich mit älteren Motoren derselben Art ein geringeres Gewicht und kleinere Abmessungen besitzen. Außerdem ist der Stromverbrauch geringer. Die Untergestelle werden leichter, auch können kleinere Laufräder verwendet werden.

Vor einiger Zeit wurden zwei neue Straßenbahnmotoren mit Wendepolen in die Praxis eingeführt, von denen der eine für eine Leistung von 35 PS und der andere für eine solche von 50 PS berechnet ist.

Beachtenswert sind die beiden Typen hauptsächlich aus dem Grunde, weil sie trotz ihrer Leistungsfähigkeit und der elektrischen sowie mechanischen Eigenschaften im Vergleich mit den älteren Modellen leichter ausgefallen sind und kleinere Abmessungen besitzen. Die folgende Tabelle möge den Beweis für diese Behauptunger bringen.

Modell:	PS Stundenleistung	Umdrehungen pro Minute	Gewicht des Motors m. Vorgelege in kg	Gehäusehöhe in mm
I altes	39,5	560	1125	687
Ia neues	38,5	595	912	558
II altes	54	580	1210	699
IIa neues	52	535	1153	596

Man ersieht aus derselben, daß die mit diesen Neuausführungen erreichten Vorteile tatsächlich weittragende sind. Aus dem geringen Motorgewicht ergibt sich ein kleinerer Stromverbrauch und die Möglichkeit der Verwendung leichter Untergestelle; daraus aber folgert sich wieder eine Verminderung des gesamten Wagengewichtes.

Das kleinere Motorvolumen seinerseits ermöglicht die Verwendung kleinerer Laufräder, die es gestatten, den Boden des Wagenkastens niedriger zu legen. Auch wird hierdurch der Raum für das Bremsgestänge und für die unter dem Wagenboden angebrachten Apparate größer. Die Größenverhältnisse der Gehäuse der Vergleichstypen werden durch die Abb. 52 u. 53 veranschaulicht.

Die neuen Motoren sind als Wendepolmotoren ausgeführt. Da diese Motorart in den letzten Jahren allgemein in Aufnahme gekommen ist, glauben wir die Wirkungsweise der Wendepole als bekannt voraussetzen zu dürfen. Die besonderen Vorzüge der neuen Wendepolmotoren sind nach Mitteilung der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft in Berlin: höherer Wirkungsgrad, große Überlastungsfähigkeit, funkenfreier Lauf bei jeder Belastung, geringe Wartung, weitgehende Geschwindigkeitsregelung ohne Vorschaltung von Widerständen, geringe Widerstandsverluste beim Anfahren und ebensolcher Stromverbrauch.

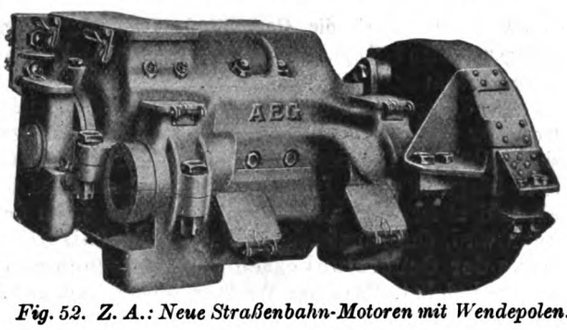


Fig. 52. Z. A.: Neue Straßenbahn-Motoren mit Wendepolen.

Das Gehäuse des Motors ist aus Stahlguß hergestellt, vollständig gekapselt und in der Mitte geteilt, so daß das Unterteil an einem Gelenk herabgeklappt werden kann. In die Stirnwände sind Lagerschilde zentrisch eingesetzt, welche die Ankerlager tragen, sie können beim Aufklappen des Motors durch besondere Schrauben mit dem Anker im Oberteil oder Unterteil des Gehäuses festgehalten werden, so daß eine bequeme Besichtigung des Motorinneren möglich ist. Am Oberteil des Gehäuses sind die Achslager

und Knaggen für die Aufhängung des Motors angebracht. Ferner befindet sich über dem Kommutator ein verschließbares Handloch. In den Stirnwänden sind am Unterteil des Gehäuses zwei gegenüberliegende, durch Deckel verschließbare Öffnungen vorhanden. Nach Entfernung beider Deckel kann der Luftspalt zwischen Anker- und Polschuh bei geschlossenem Motor kontrolliert werden, indem vor die eine Seite ein Licht gehalten und von der gegenüberliegenden aus durch den Luftspalt hindurchgesehen werden kann. Auf diese Weise ist man imstande genau zu beobachten, wie weit die Ankerlager ausgelaufen und ersatzbedürftig sind. Besonderer Wert ist auf die Lagerschmierung gelegt, die bei den Anker- und Achslagern durch Öl oder Fett erfolgen kann. Das Öl wird den Ankerlagern durch Saugdocht und Schmierpolster aus einem Ölbehälter zugeführt, der im Lagerschild so untergebracht ist, daß der Ölspiegel tiefer als der tiefste Punkt des Wellenzapfens gehalten werden muß. Das unverbrauchte Öl wird durch einen Spritzring abgeschleudert und sammelt sich in einem Ölfang, aus dem es abgelassen werden kann. Das Fett wird in einem besonderen Teil der Schmierbüchse oberhalb des Zapfens aufbewahrt und gelangt infolge seines Eigengewichtes durch eine Schmieröffnung auf den Zapfen.

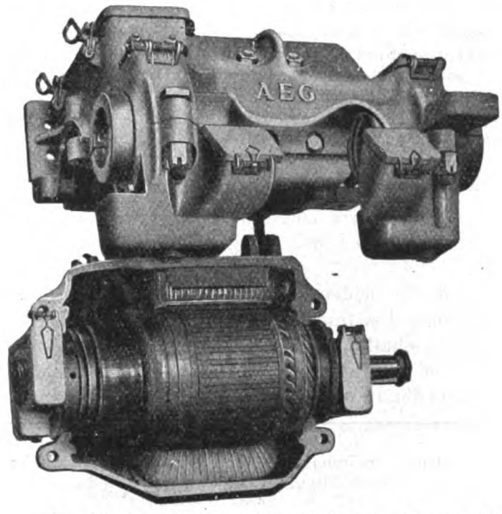


Fig. 53. Z. A.: Neue Straßenbahn-Motoren mit Wendepolen.

Den Achslagern wird das Öl durch einen Wollebausch von unten, das Fett aus besonderen Schmierbehältern von oben zugeführt. Die Ölrückstände werden auch hier in einem Ölfang aufgefangen, so daß ein Abtropfen auf die Straßen vermieden wird. Es empfiehlt sich, dasselbe Lager entweder nur mit Öl oder nur mit Fett zu schmieren. Die Lagerschalen bestehen aus Gußeisen mit Weißmetallausguß, so daß die Erneuerung sich nur auf den Weißmetallausguß erstreckt und deshalb geringe Kosten verursacht.

Die Feldspulen werden nach der Methode der AEG isoliert und durch Spulenrahmen im Gehäuse festgehalten.

Die Anker sind so gebaut, daß die Welle, ohne daß man die Ankerwicklung zu entfernen braucht, ausgewechselt werden kann. Die Wicklung wird in den Nuten durch Holzkeile, außerhalb durch Bandagen gehalten. Die Kommutatoren werden ebenfalls isoliert. Kupfer und Mikanitsegmente erhalten ungefähr gleichen Härtegrad, so daß sie sich gleichmäßig abnutzen.

Die Bürstenhalter bestehen aus Rotguß und sind durch Porzellan und Mikanit vom Gehäuse isoliert. Die Kohlebürsten werden durch Druckfinger, die durch Federn gespannt werden, auf den Kommutator gedrückt. Nach Entspannen der Federn sind die Bürsten drucklos und können leicht entfernt werden. Die Stromzuführung erfolgt durch Kupferlitzen und auf die Bürsten aufgeschobene Kappen, so daß die Druckfedern und Druckfinger vom Strom entlastet sind. Die Bürsten sind entsprechend der Segmentabnutzung radial verstellbar. Feldspulen, Ankerspulen, Kommutator und Bürstenhalter werden vor Versandt, wie man uns weiter mitteilt, stets einer Durchschlagprobe mit hochgespanntem Wechselstrom unterworfen.

Die kleinen Zahnräder sind aus Siemens-Martin-Stahl, die Achszahnräder aus Stahlguß hergestellt. Die axiale Breite beträgt 115 mm. Die Zahnradschutzkästen sind, um möglichst an Gewicht zu sparen, aus gepreßtem Stahlblech hergestellt und werden in drei Punkten am Gehäuse befestigt. In der Teilfuge sind sie abgedichtet, so daß die Anwendung von Öl- oder Fettschmierung möglich ist. Auf besonderen Wunsch können auch Stahlgußkasten geliefert werden.

Die Abb. 52 und 53 stellen den Motor in geschlossenem und offenem Zustande dar, und zwar zeigt Fig. 53 das herabgeklappte Unterteil des Gehäuses, sowie den Anker. Durch das einfache Herabklappen dieser Teile ist eine leichte und schnelle Revision des Innern vom Motor ermöglicht.

Sprechsaal.

Dieser Raum steht den Abonnenten und Inserenten der Zeitschrift zur **freien Aussprache** über **technische Fragen** und **Vorkommnisse** zur Verfügnng.

Reklamen für einzelne Werke bezl. Firmen sind dabei jedoch ausgeschlossen. Ebenso lehnt die Redaktion die Verantwortung für diese Korrespondenz ab.

D. Redaktion.

Wie sollen sich **die Generalunkosten industrieller Unternehmungen** stellen? Dipl.-Ing. C. M. L., Berlin W. 50 schreibt zu dieser Frage:

Die Generalunkosten spielen in jedem Geschäft eine große Rolle; trotzdem wird ihnen sehr oft nicht die Bedeutung geschenkt, die sie verdienen. Von der richtigen Würdigung der Generalunkosten aber hängt in erster Linie das Fortkommen eines jeden Werkes ab, und es ist wohl nicht zuviel behauptet, wenn der Ausspruch getan wird, daß hauptsächlich die Unkenntnis der wirklichen Höhe der Generalunkosten viele Unternehmen dem Ruin zugeführt hat. Mag das Werk groß oder klein sein, wohin man sieht entstehen infolge der Betriebsführung Unkosten, die bei der Selbstkostenberechnung der Erzeugnisse berücksichtigt werden müssen. Die Generalunkosten lassen sich beim besten Willen nicht beseitigen, sie sind ein Übel, mit dem jeder Geschäftsmann und Fabrikant rechnen muß; aber es gibt eine Möglichkeit, sie zu verringern. Dies geschieht durch Vermeidung aller nicht dringend notwendigen Ausgaben, durch zweckmäßige Anlage des ganzen Betriebes, billigen Einkauf, ökonomische Betriebsführung und durch sachkundige Handhabung der ganzen Verwaltung. Werden diese vier Urquellen des größten Teiles aller Generalunkosten mit Vorsicht behandelt, wird überall auf Sparsamkeit geachtet, wird alles vermieden, was den Betrieb erschwert, umständlich macht und verteuert, dann werden die Generalunkosten das denkbar niedrigste Maß erreichen.

Die Generalunkosten können in Betriebs- und Geschäfts-(Handlungs-, bzw. Vertriebs-)unkosten eingeteilt werden; diese beiden Unkostenarten streng auseinanderzuhalten ist schon deshalb erforderlich, weil die Trennung auch bei Bewertung von Inventurbeständen eine wichtige Rolle spielt. Nach HGB. § 261 Ziffer 4 dürfen keinerlei Verwaltungskosten als Aktiva in der Bilanz erscheinen; diese zunächst nur für die Aktiengesellschaften geltende Gesetzesvorschrift wird aber auch von allen anderen solid bilanzierenden Unternehmungen anderer Gesellschaftsform als für sie bindend anerkannt, und daher ist eine Trennung in Betriebs- und Handlungsunkosten unbedingt durchzuführen.

Diese Scheidung verursacht oft recht starke Reibungen zwischen der technischen und kaufmännischen Leitung eines Werks, weil jede Verwaltungsabteilung bemüht ist, so viel Spesen wie möglich von sich auf die andere abzuwälzen. Solange nun ein Geschäft bzw. eine Fabrik flott geht, einen guten Gewinn abwirft, wird wenig auf die Höhe der Generalunkosten oder deren Zusammensetzung geachtet; treten aber flaue Zeiten und damit Geschäftsrückgang ein, dann werden die entstehenden Unkosten scharf unter die Lupe genommen und gewöhnlich nicht die der eigenen, sondern die der anderen Verwaltungsabteilungen scharf kritisiert.

Ob die entstandenen Unkosten als Betriebs- oder Handlungsunkosten zu bezeichnen sind, wird in vielen Fällen kaum ganz genau zu unterscheiden sein, weil in einem großen Betriebe so vieles ineinandergreift, daß selbst der gewissenhafteste Fachmann darüber im Zweifel sein wird, welcher Abteilung er diese oder jene Ausgabe wird zu Last legen können. (Fortsetzung folgt.)

September 1913.

Die praktische Fördertechnik

Branchen-Ausgabe IV des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur".

Schriftleitung: Ingenieur F. Wilcke, Leipzig.

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Die erste „Thermo-(Diesel-)Lokomotive".

Zusammenfassung. Die Abhandlung enthält Notizen über eine Lokomotive von geradezu epochemachender Bedeutung, nämlich die erste Diesel-Lokomotive, für welche der Name „Thermo-Lokomotive" gewählt wurde. Die Lokomotive arbeitet statt mit einer Dampfmaschine mit einer Dieselmaschine, die unmittelbar mit den Triebachsen gekuppelt ist. Über die Leistungen liegen bisher nur günstige Ergebnisse vor.

Auf der Strecke Berlin-Mansfeld der Bahnlinie Berlin-Sangerhausen-Nordhausen finden set kurzem Versuchsfahrten mit einer neuen Schnellzugs-Lokomotive statt, die insofern der Beachtung aller wert sind, als die Lokomotive die erste ist, welche durch Dieselmaschinen betrieben wird, also keinen Dampfkessel besitzt. Die Lokomotive wurde von der Gesellschaft für Thermo-Lokomotiven geliefert, die vor einiger Zeit von Gebrüder Sulzer, Baurat Adolf Klose, Berlin-Halensee und dem Erfinder der Dieselmaschine Rudolf Diesel in München gegründet wurde. Die Dieselmaschine und deren Zubehör stammen selbstverständlich von Gebr. Sulzer, das Lokomotivgestell von der Firma A. Borsig, Tegel.

Die ersten Probefahrten fanden auf der Strecke Winterthur-Romanshorn in der Schweiz Anfang März dieses Jahres statt und ergaben derart überraschende Resultate, daß die Lokomotive auf die obengenannte Strecke zur weiteren Erprobung im normalen Eisenbahnbetrieb übergeführt wurde. Interessant ist die Tatsache, daß bei der Überführung die Strecken Basel-Straßburg und Ludwigshafen-Worms im Eilgüterzug zurückgelegt wurden, und daß dabei die Thermo-Lokomotive zeitweise den ganzen Zug einschließlich der Dampflokomotive zog und trotzdem eine Stundengeschwindigkeit von 70 km erreichte. An sich wechselt die Geschwindigkeit auf der Strecke fahrplanmäßig zwischen 20 und 100 km in der Stunde.

Im allgemeinen ist die Einrichtung der Lokomotive etwa die folgende: Eine liegende Dieselmaschine ist mit den Antriebachsen unmittelbar gekuppelt und von den Triebachsen unabhängig arbeitet eine Hilfsmaschine. Die letztere, die etwa den fünften bis vierten Teil der Leistung der Hauptmaschine besitzt, erzeugt die Druckluft, mit der dann die Triebmaschine beim Anfahren, auf großen Steigungen usw. mit großer Füllung angetrieben werden kann. Zwischen die Triebmaschine und die Hilfsmaschine sind besondere Luftgefäße eingeschaltet, die gestatten, die Leistung der Hilfsmaschine zeitweise zu verstärken. Aus ihnen kann, wenn die Hilfsmaschine stillsteht, — aber auch wenn sie arbeitet —, eine gewisse Luftmenge entnommen werden.

Beim Anfahren arbeitet zunächst nur die Hilfsmaschine und treibt ununterbrochen Druckluft zum Anfahren in die Triebmaschine. Durch den Betrieb mit Druckluft allein wird der Zug bis auf eine Geschwindigkeit von 8 bis 10 km in der Stunde beschleunigt. Dann wird auf den Betrieb durch Brennstoff umgeschaltet und von jetzt ab arbeitet die Maschine nach dem Gleichdruckverfahren.

Die Lokomotive hat 16,6 m Länge und ein Dienstgewicht von 95 ts. Der Radstand der Kuppelachsen beträgt 3,6 m, der der Achsen in den beiden Drehgestellen vorn und hinten 3,6 m. Die Triebräder haben 1,75 m Durchmesser. Die Drehgestelle sind selbstredend seitlich verschiebbar und besitzen Räder von 1,0 m Durchmesser. Äußerlich macht die Lokomotive den Eindruck eines großen Salonwagens mit stark gekrümmten Dach und ringsumlaufenden hochbordigen Korridor.

Wir hoffen demnächst Gelegenheit zu haben, noch weiteres über die Maschine, deren Bedeutung für das Eisenbahnwesen sich heute noch gar nicht abschätzen läßt, berichten zu können.

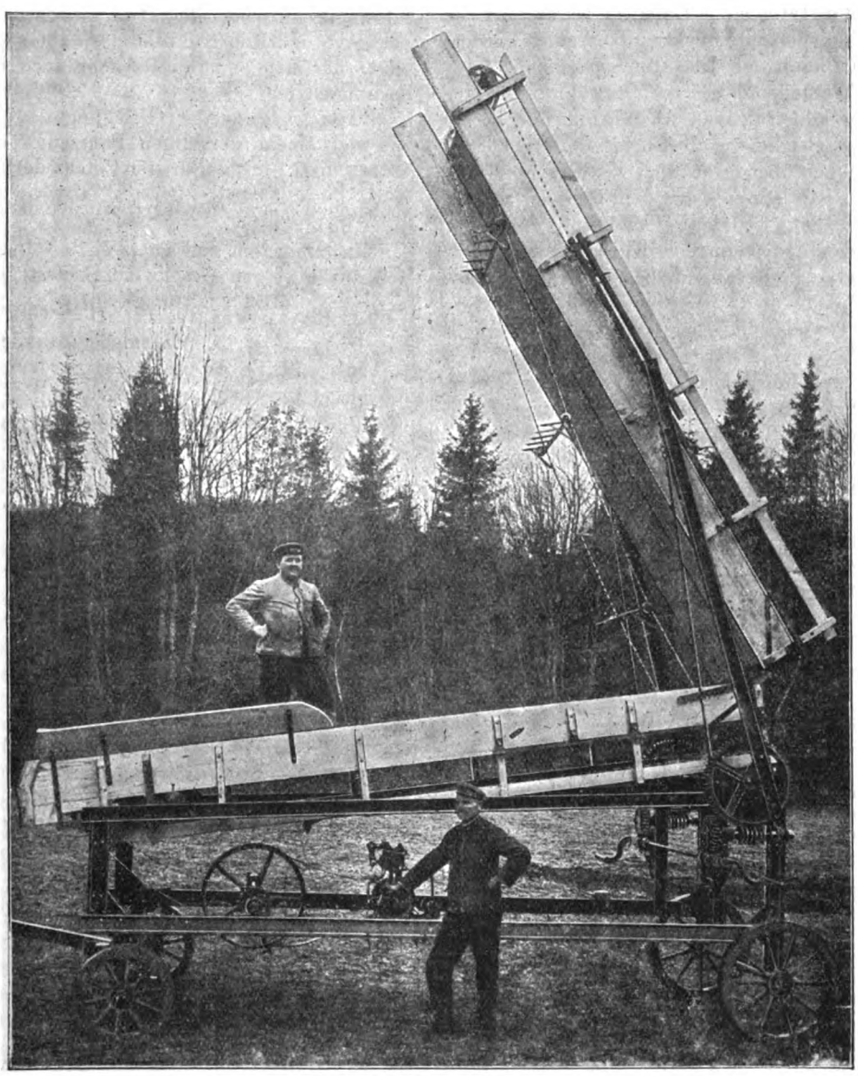


Fig. 54. Z. A.: Eine eigenartige Fördereinrichtung.

Eine eigenartige Fördereinrichtung.

Mit Abbildung, Fig. 54.

Zusammenfassung. Die beschriebene, speziell für landwirtschaftliche Zwecke bestimmte Fördereinrichtung gestattet es, Förderhöhen bis zu 13,50 m zu überwinden und würde demnach beisp. zum Setzen von Diemen, sowie Hochscheunen sehr gut zu verwenden sein, zumal sie fahrbar, also nicht an die Stelle gebunden ist, außerdem die Eigentümlichkeit hat, daß sie sich mit dem Fortschreiten der Arbeit selbsttätig aufrichtet.

In verschiedenen landwirtschaftlichen Betrieben kann man seit einiger Zeit eine eigenartige Fördereinrichtung in Tätigkeit sehen, die, wenn ihre Leiter nicht aufgerichtet ist, den Eindruck eines fahrbaren Schüttelsiebes macht, mit diesem jedoch nichts gemein hat. Man hat es hier vielmehr mit einem „Höhentransporteur" zu tun, d. h. mit einem Transporteur, der die Leiter ersetzt, wie man sie bisher zum Heben von Heu, Getreide und Stroh, auf Mieten, Feldscheunen, Heuböden usw. benutzt. Daneben aber ist dieser, unter der Bezeichnung Höhentransporteur Bauart Osterrieder von der Maschinencentrale in Berlin SW. 61 eingeführte Apparat auch hinter der Dreschmaschine und Strohpresse zu gebrauchen.

Im Augenblick der Aufrichtung gewährt der Höhentransporteur das Bild Fig. 54. Er arbeitet selbsttätig und kann durch Elektromotor, Explosionsmaschine oder auch von einer Transmission aus angetrieben werden; da seine Leiter aus zwei Teilen besteht und sich vollständig aufrichten kann, so ist es möglich, mit dem Transporteur sowohl in Höhen von nur 3½ m als auch in solchen von 12½ m zu arbeiten, d. h. der Transporteur würde beispielsweise beim Setzen einer Miete mit seiner Arbeit in 3½ m Höhe beginnen und erst in einer Höhe von 13 50 m aufhören. Die sämtlichen Zwischenstellungen nimmt der Transporteur selbsttätig ein. Daneben lassen sich die hinteren Fahrräder des Transporteurs rechtwinklig zum Vorderwagen einstellen, d. h. man kann den Elevator schwenken.

Im Anschluß an das Vorstehende sei noch erwähnt, daß der neue Transporteur in seiner konstruktiven Ausführung den bisher eingeführten Strohelevatoren gleicht, vor diesen jedoch den Vorteil hat, daß er größere Förderhöhen überwindet und weiter unabhängig von einer anderen Maschine ist; letzteres aus dem Grunde, weil er seine eigene Antriebsmaschine hat. Der Förderkasten ruht auf einem fahrbaren Eisengestell, dessen Abmessungen so gewählt sind, daß selbst bei größter Beanspruchung eine lange Lebensdauer des Transporteurs gewährleistet erscheint.

Über die Leistung des Transporteurs liegt uns die Angabe vor, daß er alles fortzuschaffen vermag, was zwei Leute in ununterbrochenem Arbeitsgange in den Förderkasten zu werfen vermögen.

Im zusammengeklappten Zustande nimmt der Transporteur so wenig Raum ein, daß er in jedem normalen Schuppen untergebracht werden kann. Er wird zurzeit in zwei Größen hergestellt, von denen die eine, eine Arbeitshöhe von 11,50 bis 12,50 m, eine Kastenlänge von 13,10 m, eine Wagenlänge von 4 m, und eine Ausladung von 2,75 m hat. Die zweite Größe besitzt eine Höhe von 12,50 bis 13 50 m, eine Länge des Kastens von 14,30 m, eine Länge des Wagens von 4,50 m und eine Ausladung von 3,00 m.

Erhöhte Geschwindigkeit und ihre Kosten.

Von Ingenieur **M. Bührs** in **Stettin.**

Zusammenfassung. An Rechnungsbeispielen wird gezeigt, daß die von vielen geforderte Erhöhung der Fahrgeschwindigkeit unserer Schiffe usw. gar nicht so ohne weiteres zu erreichen ist; sie erfordert Kessel- und Maschinenanlagen, die in gar keinem Verhältnis zu den erzielten Mehrleistungen stehen.

Unser heutiges Erwerbsleben ist zu einem nervös-hastenden geworden. Dementsprechend haben die heute üblichen Geschwindigkeiten wohl auch die für unsere heutigen Verhältnisse größtmögliche Höhe erreicht. Zahlenmäßig stellen sich diese Höhen auf die Höchstwerte von:

bei Eisenbahnen (in Deutschland) etwa	= 100,0	km/Std.
„ Schnelldampfern von etwa 25 Seemeil./Std.	= 46,3	„ „
„ Torpedobooten (als die schnellsten Kriegsfahrzeuge) von etwa 37,5 Seemeilen/Std.	= 69,5	„ „
„ Luftschiffen (als die schnellsten nach dem starren System von Zeppelin) von etwa 25 m/sek.	= 90,0	„ „
„ Motorboten (als Rennboote gebaut) etwa	= 60,0	„ „

Der Laie steht diesen Leistungen wohl staunend gegenüber, denkt aber in den meisten Fällen auch kaum daran, welche Arbeit und Kosten aufgewendet werden müssen, um diese Endergebnisse zu erzielen. An dieser Stelle soll deshalb einmal untersucht werden, was sich hieraus für praktische Werte ergeben.

Betrachtet man einen sich vorwärts bewegenden Körper, so gilt in der Mechanik im allgemeinen die Erkenntnis, daß der Widerstand, also diejenige Kraft, welche sich der Bewegung allgemein entgegensetzt, mit dem Quadrat der Geschwindigkeit wächst. Es ist daher, wenn W den Widerstand, v die Geschwindigkeit und ϱ einen Wert aus dem konstanten Körper bedeutet:

$$W = v^2 \cdot \varrho.$$

Weiter ergibt sich die Arbeitsleistung aus dem Produkt von Kraft und Weg für diesen Fall, also aus Widerstand und Geschwindigkeit, oder: $A = W \cdot v = v^3 \cdot \varrho$ für die Zeiteinheit.

Die erforderliche Arbeit wächst also bei gleichem Bewegungskörper mit der dritten Potenz der Geschwindigkeit.

Nehmen wir z. B. ein Schiff, zu dessen Fortbewegung Maschinenkraft vorhanden ist, so findet man die Größe der aufzuwendenden Arbeit nach der sog. „englischen Formel" zu:

$$N_i = \frac{v^3 \cdot D^{\frac{2}{3}}}{C}$$ in indizierten PS für Kolbenmaschinen; und

da $N_e = N_i \cdot \eta$ ist, wird:

$$N_e = \eta \frac{v^3 \cdot D^{\frac{2}{3}}}{C}$$ in efft. PS für Kolbenmaschinen und Turbinen. Hierin ist D das Deplazement in Tonnen und C ein Erfahrungskoeffizient, der etwa zwischen 130 bis 410 schwankt, je nach Art und Konstruktion des Fahrzeuges. Es ist ein Erfahrungswert, der sich andererseits aber auch nach den Schleppversuchen bestimmen läßt.

Aus vorstehender Gleichung läßt sich nun sofort ersehen, daß bei einem derartigen Fahrzeuge die Leistung des Betriebsmittels direkt mit der dritten Potenz der Geschwindigkeit wächst, wie auch schon zuerst entwickelt wurde, denn es ist hier $\varrho = \frac{D^{\frac{2}{3}}}{C}$. —

In folgendem soll an zwei Beispielen untersucht werden, was sich aus etwaigen Geschwindigkeitssteigerungen ergibt.

1. Beispiel: Gegeben D = 100 Tonnen; C = 175; v_{normal} = 9,5; v_{max} = 11,0 Seemeilen/Stunde (eine deutsche Seemeile = 1852 m). Es ist ein Passagierdampfer mit Kolbenmaschinenantrieb und natürlichem Kesselzug.

Für die Normalgeschwindigkeit ergibt sich die Leistung zu:

$$N_{i\,norm.} = \frac{v^3 \cdot \sqrt[3]{D^2}}{C} = \frac{9{,}5^3 \cdot \sqrt[3]{100^2}}{175} = 106 \text{ PS}$$

und für die Höchstgeschwindigkeit ist:

$$N_{i\,max} = \frac{11^3 \cdot \sqrt[3]{100^2}}{175} = 164 \text{ PS.}$$

Man kann schon hieraus sehen, wie sehr die Leistung schon bei einer Vermehrung von 1,5 Seemeilen anwachsen muß.

$$N_{i\,max} - N_{i\,normal} = 164 - 106 = 58 \text{ PS.}$$

Rechnet man hier mit einem Dampfverbrauch von:

$$d_k = 9{,}5 \text{ kg/Std. und PS}$$

und mit einer Verdampfungsziffer der Kesselanlage von: $m_k = 8{,}0$; d. h. 1 kg Brennmaterial verwandelt 8,0 kg Wasser von 0° C in Dampf von 100° C, so ergibt sich daraus ein Kohlenverbrauch von:

$$v_k = \frac{d_k}{m_k} = \frac{9{,}5}{8{,}0} = \sim 1{,}2 \text{ kg/Std. und PS.}$$

Wird die Tonne Kohle mit 28,00 Mk. in Rechnung gesetzt, d. s. $\frac{28}{1000} = 0{,}028$ Mk./kg, so ergibt das einen Mehrpreis für diese 58 PS von: $p_k = 0{,}028 \cdot 58 \cdot 1{,}91 = — = 1{,}95$ Mk./Std.

Hat dieses Fahrzeug eine Tourenfahrt von 36 Seemeilen zu absolvieren, so wird es hierzu im normalen Falle die Zeit von:

$$z_{k\,norm.} = \frac{60 \cdot 36}{9{,}5} = 227 \text{ min.} = \sim 3\,^3/_4 \text{ Std. gebrauchen.}$$

Bei maximaler Leistung von 11 Seemeilen/Std. ergibt sich:

$$z_{k\,max} = \frac{60 \cdot 36}{11} = 196 \text{ min.} = \sim 3\,^1/_4 \text{ Std.}$$

Diese Zeitersparnis von: $z_k = 3\,^3/_4 - 3\,^1/_4 = \,^1/_2$ Std., welche die betreffende Schiffsleitung ihren Fahrgästen durch die erhöhte Geschwindigkeit schaffen würde, müßte sie in erster Linie durch die Mehrkosten p_k der Kohle aufbringen. — Auf diese Mehrkosten kommen wir später noch zurück.

2. Beispiel: Gegeben $D' = 700$ Tonnen; $C' = 160$; $V_{norm.} = 21$ und $V_{max} = 37$ Seemeilen/Std. Es ist ein Torpedoboot mit Turbinenantrieb und künstlichem Kesselzug sowie Ölfeuerung.

Hierfür ergibt sich: $N'_{i\,norm.} = \frac{21^3 \cdot \sqrt[3]{700^2}}{160} = 4573$ PS und

$$N'_{i\,max} = \frac{37^3 \cdot \sqrt[3]{700^2}}{160} = 25010 \text{ PS.}$$

Die hier notwendige gewaltige Mehrleistung für die Geschwindigkeitssteigerung ist in diesem Falle sonach:

$25010 - 4573 = 20437$ PS für 16 Seemeilen/Std.

Wird hier ein Dampfverbrauch von: $d'_T = 6{,}5$ kg/Std. und efft. PS und ein Gesamtwirkungsgrad von: $\eta_T = 0{,}82$ gerechnet, so erhält man einen Dampfverbrauch, für die ideele indizierte PS angenommen, von: $d_T = \frac{d'_T}{\eta_T} = \frac{6{,}5}{0{,}82}$ 7,93 kg/Std.

Wird dann ferner eine Wasserrohr-Kesselanlage mit einer Verdampfungsziffer berücksichtigt von: $m_T = 10{,}25$, so ergibt sich hieraus ein Heizölverbrauch von:

$$V_T = \frac{d_T}{m_T} = \frac{7{,}93}{10{,}25} = 0{,}774 \text{ kg/Std. und PS}_i.$$

Wird die Tonne Heizöl mit 62,00 Mk. gerechnet, d. h. $\frac{62}{1000} = 0{,}062$ Mk./kg, so ergibt sich daraus ein Mehrpreis für die 20437 PS von:

$$p_T = 0{,}062 \cdot 20437 \cdot 0{,}774 = 980{,}73 \text{ Mk/Std.}$$

(Schluß folgt.)

Die neue Kraftwinde Bauart Paul.

Mit Abbildung, Fig. 55.

Zusammenfassung. Beschrieben ist eine augenscheinlich unverhältnismäßig einfache Sicherheitswinde für Kraftbetrieb, die hauptsächlich durch den an ihr zur Verwendung gekommenen Bremsregler beachtenswert ist. Dieser gewährleistet völlige Sicherheit beim Arbeiten der Winde. Die Last bleibt nämlich, sobald irgend etwas an der Winde passiert, in der Höhe stehen, in der sie sich in dem Augenblicke gerade befindet.

Zwar gibt es schon eine ganze Anzahl sogenannter „Sicherheitswinden für Kraftbetrieb", aber nur einige wenige haben in der Praxis wirklich in größerem Umfang Anwendung gefunden. Die Ursache dafür ist einesteils darin zu suchen, daß verschiedene dieser Winden den gesetzlichen und polizeilichen Sicherheitsvorschriften nicht entsprechen, während andere zu viel Raum in Anspruch nehmen. Bei wieder anderen gestaltet sich die Bedienung zu schwierig, oder sogar zu umständlich und bei noch anderen bleibt der Nutzeffekt unter der Normale. Hohe Leistung, schnelles Arbeiten, sicheres Funktionieren sind die Haupterfordernisse, die eine Kraftwinde erfüllen muß. Dieses gilt hauptsächlich für Winden zum Heben kleiner Lasten, sowie für die der Lastaufzüge.

Eine Winde, die, soweit sich das beurteilen läßt, diesen Ansprüchen genügt, ist die neue Kraftwinde der Firma Heinrich Paul in Augsburg. Diese Winde kennzeichnet sich vor allen Dingen durch den eigenartigen Bremsregler und dadurch, daß sie nur eine Riemenscheibe hat, die demnach zugleich Voll- und Leerscheibe ist. Der Antrieb der Winde erfolgt am einfachsten durch einen elastischen Riemen von irgend einer Kraftquelle aus. Ein Abstürzen der Last ist hier selbst dann ausgeschlossen, wenn der Riemen einmal abgeworfen wird. Die Last steht in diesem Falle einfach in der Höhe still, in der sie sich gerade befindet. Die Tourenzahl der Riemenscheibe und damit die Fördergeschwindigkeit läßt sich innerhalb weiter Grenzen ändern. Sie stellt sich bei 1400 Touren des Elektromotors mit gut bombierter Riemenscheibe von 85 mm Durchmesser und 270 Touren der Winden-Riemenscheibe auf 0,3 m in der Sekunde. Die Übersetzung der Winde ist gleich 1 : 17 und der Durchmesser der Trommel stellt sich bei 1000 kg Tragkraft auf 360 mm. Der Nutzeffekt des Windewerkes wurde bisher zu 85% im Durchschnitt festgestellt. Der Kraftbedarf beträgt bei 0,2 m Hub und 500 kg Belastung rd. 2 PS, bei 1000 kg 3 PS. Diese verhältnismäßig günstigen Zahlen wurden, wie uns der Konstrukteur der Winde mitteilt, dadurch erreicht, daß der bei Reibungswinden und Schnekkenwinden vorhandene Seitendruck hier fortfällt.

Die Steuerung der Winde erfolgt in derselben Weise, wie bei den alten Reibungswinden, nämlich durch einen Hebel, der, wenn die Winde aus mehreren Etagen zu steuern ist, mit einem Seil verbunden wird. Wird die Riemenscheibe eingerückt, so geht die Last hoch, wird sie ausgerückt, so bleibt im ersten Augenblick der Ausrückung die Last stehen; erst bei weiterer Betätigung der Ausrückorgane senkt sie sich. Die Geschwindigkeit, mit der die Senkung erfolgt, bleibt an allen Stellen die gleiche, weil die Last während des Niederganges durch den Adhäsions-Bremsregulator gebremst wird, der in der Riemenscheibe untergebracht ist. Während aber bei den älteren Friktionswinden, wenn man den Steuerhebel langsam hebt, die Last abstürzt, ist ein derartiges Vorkommnis bei der neuen Winde ausgeschlossen.

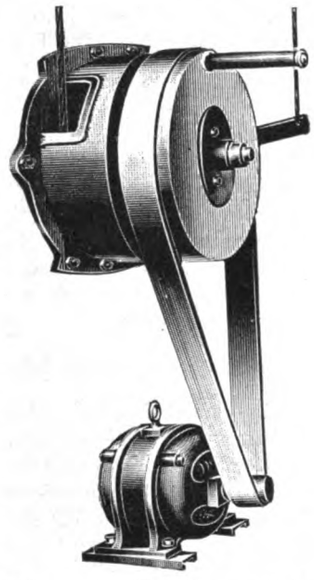


Fig. 55. Z. A.: Die neue Kraftwinde Bauart Paul.

Bei dieser steht eben ein selbsttätiges Sperrwerk stets im Eingriff und beim Niedergange der Last tritt, wie schon angedeutet, die Bremse in Tätigkeit. Der Regulator bremst die Last ebenfalls selbsttätig.

Die Sperrfalle wird durch eine Schleppfeder zwangläufig geführt. Es ist dementsprechend jeder persönliche Eingriff in den Vorgang der Senkung der Last ausgeschlossen, und da weiter Bremsregulator und Riemenscheiben sich leicht schmieren lassen, so nutzen sich die Bremsteile auch nur langsam ab; sie liegen zudem in einem geschlossenen Gehäuse und in derselben Weise sind Radgetriebe und Sperrwerk eingekapselt.

Die neue Winde wird als Wandwinde und in liegender Form gebaut für freischwebende Lasten und Fahrstühle mit nur zwei Haltestellen; vorläufig werden je vier Größen ausgeführt, für Lasten von:

kg	300	500	750	1000	an der Trommel, und
„	600	1000	1500	2000	bei loser Rolle und aufgehängtem Seil.

Die neue Hängebrücke

über den Ardèche.

Mit Zeichnungen auf Tafel 39 und Abbildung, Fig. 56.

Zusammenfassung. Beschrieben und durch Zeichnungen dargestellt ist eine hochinteressante Hängebrücke, deren Fahrbahn auf jeder Seite durch fünf Kabel mit 162,4 m freier Spannweite gehalten wird. Die Fahrbahn selbst ist eine geschlossene Eisenkonstruktion, die gewissermaßen freitragend auf einem von den Kabeln in Verbindung mit Hängern und I-Trägern gebildeten Hängesystem gelagert ist.

Zu den interessantesten Brücken, die im Laufe der letzten Jahre projektiert und zum größten Teile auch schon ausgeführt wurden, gehört die durch Fig. 1 und 3 auf Tafel 39 im schematischen Aufriß und schematischen Grundriß wiedergegebene Hängebrücke. Mit ihrer Spannweite von 162,4 m, gemessen von Außenkante Pfeiler zu Außenkante Pfeiler, reiht sie sich den größten Hängebrücken ein, die bisher bekannt wurden. Von den beiden Pfeilern, über die hinweg die Tragseile zu den Verankerungen c, d geführt sind, ist derjenige am linken Ufer auf die Fundamente des linken Uferpfeilers der alten, durch Hochwasser zerstörten Steinbrücke gegründet worden. Für den rechten dagegen war ein neues Fundament erforderlich.

Der unterhalb der Fahrbahn gelegene Teil der beiden Pfeiler ist als massiver Mauerwerksblock in die Höhe geführt. Oberhalb der Fahrbahn jedoch teilt sich jeder Uferpfeiler in zwei Pilonen von rechteckigem Querschnitt, deren Abstand voneinander durch die Breite der Fahrbahn, sowie der Fußsteige bestimmt ist.

Um der Brückenauffahrt ein architektonisch abgeschlossenes Ansehen zu geben, sind die beiden Pilonen jedes Pfeilers in ihrem oberen Teile durch Mauerwerk verbunden. Dieses wächst gewissermaßen in Form eines 3 m weiten Bogens aus dem Boden heraus und findet seinen seitlichen Abschluß in ebenjenen Pilonen. Die Stärke dieser Bögen stellt sich auf 0,8 m.

Die Pilonen haben, parallel zur Brückenachse gemessen, oberhalb des Erdbodens eine Stärke von 3,2 m und eine Breite von 2,4 m. Die Pilonenköpfe zeigen einen Querschnitt von 1,96 · 1,47 m. Der Abstand von Pilonenmitte zu Pilonenmitte beträgt, quer zur Achse der Brücke gemessen, 4,5 m.

Die Brückenbahn ist als Rampe mit der Steigung 1 : 100 ausgeführt und setzt sich jenseits der beiden Pfeiler in Rampen von 0,065 Steigung fort. Die Fahrbahn selbst wird in der aus Fig. 15

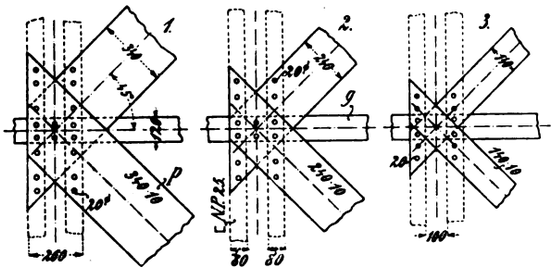


Fig. 56. Z. A.: Die neue Hängebrücke über den Ardèche.

und 16 erkennbaren Weise durch I-Träger in Verbindung mit Stehblechen und Winkeleisen gebildet.

Den äußeren Abschluß der Fahrbahn bilden die beiden U-Eisen h, N. P. 25 von 80 mm Schenkelbreite und 32 kg Gewicht per laufenden Meter. Auf sie legt sich das 5 mm starke Riffelblech für den Bürgersteig. Dieses wird an der der eigentlichen Fahrbahn zugekehrten Seite durch das schon erwähnte Stehblech i und an diese oben angenietete Winkeleisen von 60 × 60 × 9 mm getragen. Die Winkeleisen unten an den Stehblechen haben 80 × 80 × 10 mm und nehmen die linken Schenkel der Buckelplatten k auf, die sich mit ihren rechten wagrechten Schenkeln auf die I-Träger N. P. 18 von 25 kg per laufenden Meter Gewicht auflegen, welche die Mittelachse der Fahrbahn bilden.

Die Straßenbettung besteht aus einer Betonschicht und dem Asphaltbelag; sie hat selbstverständlich die übliche Neigung von der Mitte nach den beiden Seiten.

In Abständen von 1,75 m wird die Fahrbahn durch Querträger I-Profile 26 von 43 kg Gewicht g gestützt. Diese erstrecken sich 800 mm über die Mitte der Längsgurtung hin und werden hier von den Ankern f erfaßt die von den Kabeln e ausgehen. Es sind im ganzen fünf solcher Kabel vorhanden, die mit einem Abstand von 77 mm von Mitte zu Mitte gemessen, angeordnet sind. Damit alle fünf Kabel durch die Stangen f gleichmäßig belastet werden, gehen die 20 mm starken Stangen f in ihren oberen Enden in Zwickelbleche über, an die T-Eisen genietet sind, von denen aus U-artige Klauen die Seile e umfassen.

Des weiteren stehen auf den Längsträgern h in Abständen von ebenfalls 1,75 m die Gitterständer m von rd. 1 m Höhe. Auf diesen finden die Obergurten ihre Lagerung, die, gleich den Untergurten h aus U-Eisen und zwar N. P. 16 von 17,7 kg Gewicht hergestellt, mit diesen zusammen das Gerüst der Brücke selbst bilden. Gegen seitliches Umkanten sind diese Ständer m durch Steifen geschützt, die aus Winkeleisen von 80 × 80 × 10 mm und 11,65 kg Gewicht per laufenden Meter gebildet wurden.

Den Windverband in den einzelnen Feldern bilden Flacheisen, deren Verbindung an der Kreuzungsstelle in der aus dem Detail Fig. 4 ersichtlichen Art erfolgt. Die Flacheisen selbst haben einen Querschnitt von 100 × 10 mm und die Laschen an der Verbindungsstelle werden durch Zwickelbleche von 7 mm Stärke dargestellt.

Die großen Tragkabel, über deren Anordnung auch die Fig. 7 und 8 Auskunft geben, haben je einen Gesamtquerschnitt von 1520 qmm, sie werden nahe den beiden Pfeilern auf jeder Seite noch durch vier Kabel von 729 qmm Querschnitt unterstützt. Die vier Kabel gehen auf jedem Pilonenkopf über in zwei Kabel von 1520 mm, die unmittelbar auf die fünf Hauptkabel aufgelegt und so mit in die Widerlager c und d geführt sind.

Die sonstigen Zeichnungen auf Tafel 39 und auch die Abbildung Fig. 56 zeigen Einzelheiten in der Ausführung der Hauptteile der Brückenkonstruktion, die sich durch sich selbst erklären.

Nach den Angaben in den „Nouvelles Annales de Construction" befindet sich die Brücke in unmittelbarer Nähe des Dorfes Saint-Martin-d'Ardèche, das auf dem linken Ufer des Ardèche gelegen ist.

Sprechsaal.

Dieser Raum steht den Abonnenten und Inserenten dieser Zeitschrift zur **freien Aussprache über technische Fragen** und **Vorkommnisse** zur Verfügung.

Reklamen für einzelne Werke bezl. Firmen sind dabei jedoch ausgeschlossen. Ebenso lehnt die Redaktion die Verantwortung für diese Korrespondenz ab.

Wie sollen sich **die Generalunkosten industrieller Unternehmungen** stellen? (Fortsetzung aus Heft 17.)

Kann der technischen Leitung z. B. ein Vorwurf gemacht werden, wenn sie auf Aufstellung von zweckmäßigen Hebewerkzeugen und Beschaffung bester Transportwege im Werk dringt, wodurch die Ausführung der Montage- und Transportarbeiten erleichtert und verbilligt wird? Kann man der kaufmännischen Verwaltung es übel nehmen, wenn sie im Interesse des Absatzes höhere Aufwendungen für Drucksachen, Reklame und Inserate macht, Ausstellungen beschickt, Musterlager errichtet usw., und dadurch die Geschäftsunkosten mehr als bisher belastet? Der Nutzen oder der Nachteil aller solcher Ausgaben läßt sich nicht nach Zahlen, sondern nur nach Zweckmäßigkeit und Erfolg bestimmen, und jeder erhöhten Ausgabe für Unkosten muß beständig eine sorgfältige Beachtung geschenkt werden, um die Gewißheit zu haben, daß sie auch wirklich eine dauernde Vereinfachung der Fabrikation, eine verhältnismäßige Verringerung der produktiven Löhne und eine Vergrößerung des Absatzes herbeigeführt hat.

Welche Ausgaben unter Generalunkosten zu rechnen sind, läßt sich nicht mit wenigen Worten sagen, da die Ansichten hierüber in vielen Punkten auseinandergehen. Zunächst würde von strittigen Posten die Verzinsung des Anlagekapitals in Frage kommen. Während von einer Seite behauptet wird, daß die Verzinsung des Anlagekapitals aus dem erzielten Gewinn bestritten werden muß, vertreten andere Fachmänner die Meinung, daß eine normale Verzinsung desselben zu den laufenden Unkosten eines Werkbetriebes gehört. Sicher sind die effektiven Zinsverpflichtungen bei der Zusammenstellung der Generalunkosten in vollem Umfange zu berücksichtigen und dieselben nicht etwa auf den zu erwartenden Gewinn zu übernehmen.

Neben der Verzinsung des Anlagekapitals geben die Abschreibungen auf Gebäude, Maschinen, Werkzeuge usw. Veranlassung zu Meinungsverschiedenheiten. Auch hier möchten viele die Abschreibungen aus dem erzielten Gewinn gedeckt sehen, was aber nicht angängig erscheint.

Es kommen nun alle diejenigen Ausgaben, die als Generalunkosten wohl von keiner Seite bestritten werden. Das sind:

Brennmaterial für Betriebskraft, Heizung, Lüftung und Fabrikation;
Beleuchtung des Werks wie der Werkshöfe;
Putzmaterial;
Schmieröl;
Wasserverbrauch.

(Fortsetzung folgt.)

Oktober 1913.

Die praktische Fördertechnik

Branchen-Ausgabe IV des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur".

Schriftleitung: Ingenieur F. Wilcke, Leipzig.

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Bewährte Greifer.

Mit Zeichnungen auf Tafel 44 und Abbildungen, Fig. 57 u. 58.

Zusammenfassung. Beschrieben und durch Skizzen auf einer Tafel sowie im Texte veranschaulicht sind eine Anzahl in der Praxis bekannter Greifer, von denen einige der Gruppe der Kastengreifer, die anderen derjenigen der Fingergreifer angehören. Neben mehr oder weniger komplizierten Konstruktionen finden sich darunter auch solche von großer Einfachheit, deren allgemeine Verwendung nur empfohlen werden kann.

Gaben wir auf Tafel 34 die Zeichnungen einiger in der Praxis bewährter amerikanischer Excavatoren, so finden sich auf Tafel 44, gewissermaßen als Gegenstück dazu, eine Anzahl Greifer, wie solche heute bei größeren Bodenbewegungen neben dem Eimerbagger gern angewendet werden.

Die Zusammenstellung dieser Konstruktionen dürfte hauptsächlich aus dem Grunde interessieren, weil sie zeigt, wie die verschiedenen Firmen ein und dasselbe Ziel auf verschiedenem Wege zu erreichen suchen und was für Konstruktionen dabei entstanden sind. Man betrachte von diesem Standpunkt aus nur einmal den durch Abb. Fig. 57 wiedergegebenen Greifer, Bauart Fergußon, und den durch Fig. 7, 8 und 10 veranschaulichten Greifern, Bauart Bleichert. Ersterer, ein verhältnismäßig sehr komplizierter Apparat und letztere eigentlich die Einfachheit selbst! Ähnliches gilt vom Greifer, Bauart Laudi, den die Fig. 17 bis 19 darstellen und dem Bauart Williamson, den die Abb. Fig. 58 wiedergibt. Auch hier auf der einen Seite einen sehr komplizierten und dementsprechend auch empfindlichen Apparat, auf der anderen einen solchen von großer Einfachheit. —.

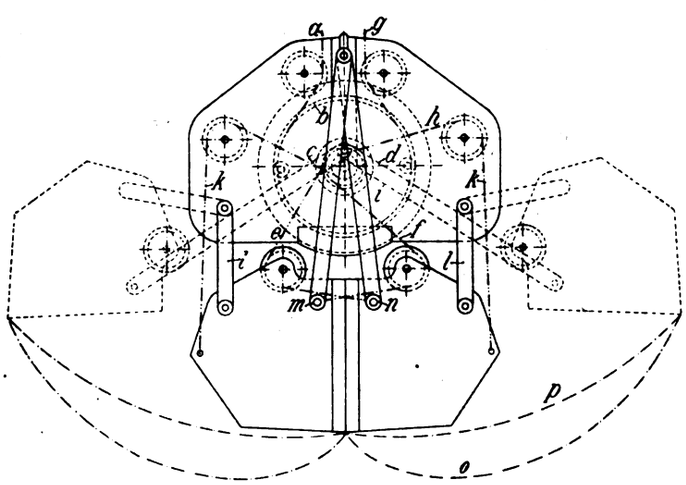


Fig. 57. Z. A.: Bewährte Greifer.

Im speziellen sieht man, daß beim Greifer, Bauart Fergußon, der Schluß des geöffneten Greifers durch einen Zug am Kabel a hervorgerufen wird. Das Kabel a ist um eine Trommel b geleitet, die mit den beiden Trommeln c und d fest verbunden ist. Auf diesen Trommeln wickeln sich im inversen Sinne zwei Kabel e und f ab, die den Schluß der Greiferhälften veranlassen. Das Kabel g läuft über eine Scheibe h, die mit dem Tambour i fest verbunden ist. Letzterer beeinflußt das Öffnen des Greifers, mit Hilfe der beiden Ketten k. Um das Schlingern der beiden Greiferhälften beim Öffnen zu vermeiden, sind an diesen die Stangen l festgemacht, desgleichen auch die Hebel m n. Gerade aber in der Verwendung dieser verhältnismäßig schwachen Stangen liegt eine gewisse Kompliziertheit der Konstruktion, zumal der Weg, den die beiden Greiferhälften bis zur vollen Eröffnung des Mauls zurücklegen, ein verhältnismäßig großer ist (vergl. die punktierte Stellung).

Der Greifer, Bauart Reynolds, den die Fig. 13 und 14 der Tafel wiedergeben, basiert ebenfalls auf der Verwendung einer Winde. Das Öffnen des Greifers wird nämlich auch hier durch ein Kabel a beeinflußt, nur ist dieses in seinem unteren Teil in zwei Stränge zerlegt, von denen der eine über die Rolle b und der andere über die c hinweggeführt ist, die beide auf der Achse d befestigt sind. Ein Zug am Kabel a betätigt die Achse e und erzielt durch die Vermittelung eines Systems von Gelenkhebeln das Öffnen des Greifers. Der Schluß des Greifers wird durch einen Zug am Kabel f hervorgerufen, das sich auf der Rolle g abwickelt und durch deren Vermittlung die Achse e ebenfalls in Drehung versetzt.

Die Kabel h und i, die sich auf den kleineren Rollen k und l abwickeln, sichern die beiden Hälften des Greifers in ihrem festen Schluß.

Beim Greifer, Bauart Hunt, Fig. 15 und 16, trägt der Teil a in der Verlängerung messerartige Fortsätze und nach oben zwei Lappen b, in denen sich der Tambour c mit Hilfe einer Achse führt. Die Kette d läuft um den mittleren Teil des Tambours, während die beiden Schließketten e sich auf den rechts und links anschließenden Trommeln aufwickeln. Der Unterschied in den Aufwickelungsradien sichert eine große Kraft beim Schließen.

Die Greiferhälfte f dreht sich um den Zapfen g, der ebenfalls an den Lappen b seine Drehstelle findet. Die Kette h, welche im obersten Teil des ganzen Greifers festgemacht ist, hält letzteren in jeder Höhenlage schwebend.

Der Greifer der Brown Hoisting Machinery Co., den die Fig. 1, 3 und 5 auf der Tafel wiedergeben, ist wohl der eigenartigste der dargestellten Apparate. Bei ihm kommen als Greifer zwei fingerartige Platten a zur Anwendung, die an den Führungen b eines Körpers d sich bewegen. Durch diese eigenartige Führung erhalten die beiden Greifer eine Bewegung, wie sie in Fig. 5 durch die punktierten Linien angedeutet ist. Im Augenblick des Schließens treffen die beiden Greifer a auf zwei Dreiecke c, die ebenfalls im Gehäuse d ihren Halt finden.

Der Schluß der Greifer a wird, durch einen Zug des Kabels c herbeigeführt, das auf die Flasche f einwirkt und diese in der aus den Figuren 3 und 5 erkennbaren Weise anzieht. Die Flasche f trägt eine Traverse g, gegen die sich die beiden Greifer a in der aus Fig. 3 ersichtlichen Weise im Augenblick der vollen Eröffnung anlehnen.

Das Kabel h dient als Tragkabel.

Ob die soeben beschriebene Einrichtung so leistungsfähig ist wie die übrigen auf der Tafel dargestellten Greifer, möchte der Übersetzer allerdings bezweifeln.

Von der Firma Bleichert sind zwei verschiedene Greifer veranschaulicht. Der eine wird durch die Fig. 7, 8 und 10 der Tafel dargestellt, ein zweiter, speziell für das Greifen von Kohle und demähnlichen Materialien bestimmt, durch die Fig. 2 und 9 und zwar in zwei verschiedenen Ausführungen; das eine Mal mit kastenartigem Maul, das zweite Mal mit gezahntem. Letztere beiden Formen sind so einfach, daß sie einer besonderen Beschreibung überhaupt nicht bedürfen und auch der durch Fig. 7, 8 und 10 veranschaulichte Greifer bedarf eigentlich zu seinem Verständnis keiner besonderen Erklärung. Dagegen verdient er seiner Einfachheit halber ganz besondere Beachtung.

Der Laudi-Greifer, den die Fig. 17, 18 und 19 der Tafel darstellen, ist wieder ein Vertreter der sog. Gelenkstangengruppe. Die beiden Maulhälften sind hier um die Achse a drehbar und hängen an einem System von Gelenkstangen h, f, e, g, die mit Hilfe eines Flaschenzuges um das geschlossene Maul Fig. 19 zu öffnen, in die Stellung Fig. 17 gebracht werden.

Der Wert dieser Anordnungsweise soll nach „Le Genie Civil", dem wir auch diese Angaben entnehmen, in dem außerordentlich energischen Schluß zu finden sein.

Deutschen Ursprunges ist dann wieder der in Fig. 20, 21 und 22 wiedergegebene Greifer, Bauart Mohr & Federhaff.

Auch in diesem Falle haben wir es mit einem Maul zu tun, das aus zwei Hälften (Quadranten) besteht. Diese sind bei f in ziemlichem Abstand voneinander aufgehängt und die Punkte f wieder befinden sich an zwei Traggerüsten, die mit dem [-Eisenrahmen b zusammenhängen. Die eine der beiden Maulhälften trägt die plattenartigen Verlängerungen c, an denen sich die Drehpunkte d finden, an denen wieder die gußeiserne Traverse g ihren Halt findet. An den Teilen c sind dann auch die Stangen h befestigt, welche dazu dienen, die beiden Maulhälften miteinander in gelenkige Verbindung zu bringen. Bei i ist das Aufhängekabel befestigt. Die Teile c stellen sich als Platten dar, die in der Mittelachse des Greifers zwischen den [-Eisen b festgemacht sind. Bei k wiederum ist das Zugkabel befestigt, das in der aus Fig. 21 und 22 ersichtlichen Weise über ein System von Flaschenzugrollen hinweggeführt ist.

Die Eigentümlichkeit dieses Greifers beruht augenscheinlich auf der Verwendung der gußeisernen Traverse g, welche zur Folge hat, daß sich die beiden Maulhälften leicht bewegen können.

Nach den vorliegenden Angaben wird dieser Greifer von genanntem Werk für ein Fassungsvermögen von 0,75 bis 2,25 cbm ausgeführt. Das Gewicht schwankt zwischen 1000 und 2000 kg.

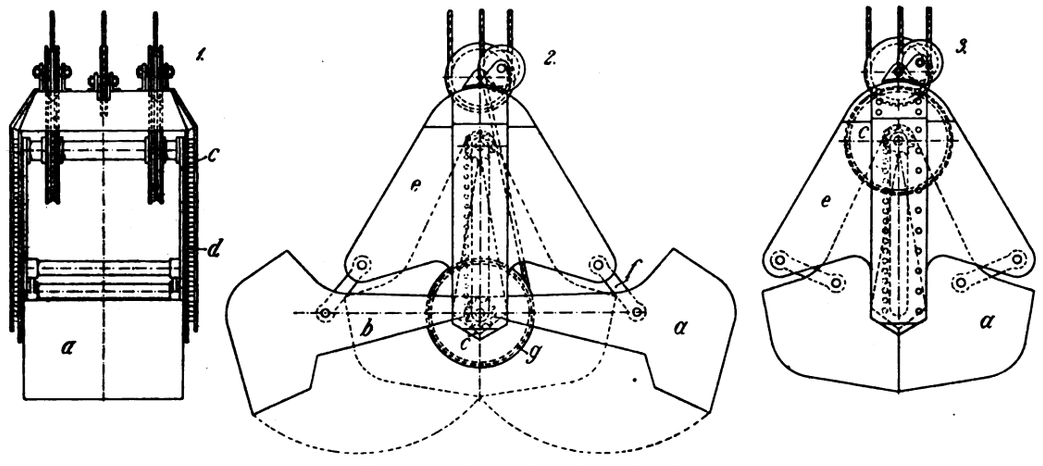


Fig. 58. Z. A.: Bewährte Greifer.

Die von der Firma Losenhausen konstruierten Greifereinrichtung ist durch die Fig. 11 und 12 veranschaulicht. Auch sie ist im Verhältnis zu den eingangs genannten zwei Konstruktionen etwas kompliziert, immerhin aber macht sie noch einen wesentlich zuverlässigeren Eindruck als beisp. die Konstruktionen Fig. 1, 3 und 5 sowie 13 bis 19.

Oberflächlich betrachtet, ähnelt diese Konstruktion derjenigen von Mohr & Federhaff, weil auch bei ihr eine schwere zentrale Traverse (a) vorhanden ist, und sich auch bei ihr Zugstangen h (in Fig. 22 mit b bezeichnet) vorfinden. Trotzdem ist doch ein ziemlicher Unterschied vorhanden. Dieser besteht hauptsächlich darin, daß die Führung eine wesentlich andere ist. Ebenso ist der Flaschenzug der Fig. 21 und 22 durch einen Tambour (a) ersetzt, der um eine in dem Winkeleisengestell des Greifers gelagerte Achse drehbar ist. Um diesen Tambour legt sich die Zugkette i, während um die beiden kleinen Tamboure am äußeren Ende der Traverse sich die Schlußketten herumwickeln.

Zum Öffnen dient die mit II bezeichnete Kette.

Zum Schluß mögen hier noch eine, ebenfalls „Le Genie Civil" entnommene Greifereinrichtung für Holz kurz besprochen werden. Sie wird durch die Fig. 4 und 6 auf der Tafel wiedergegeben.

Mit Rücksicht darauf, daß dieser Greifer sog. Knüppel heben soll, besteht er aus hakenartig gebogenen Armen g g_1, die um feste Punkte in einem Gehäuse x ausgeschwungen werden können. Zu diesem Zwecke ist über die an den geraden Armen der Greifer g g_1 sitzenden Röllchen p_1 usw. ein Seil c geführt, das bei y seinen Halt findet. Das Seil läuft über die Leitrollen p_4, p_3, p_2, p_1 und findet dann im Trum b seine Fortsetzung.

Im geöffneten Zustande stehen die Finger g g_1, wie Fig. 4 zeigt, senkrecht, im geschlossenen Zustande dagegen nehmen sie die Lage Fig. 6 an. Die Leistung der Greifer hängt naturgemäß von der Länge der Finger g g_1 ab. Nach obiger Quelle soll ein solcher Greifer imstande sein, auf einmal rd. 3,3 cbm Holz, im Gewicht von etwa 1700 kg anzuheben, woraus eine Stundenleistung von rd. 40 ts sich ergeben würde.

Erhöhte Geschwindigkeit und ihre Kosten.

Von Ingenieur **M. Bührs** in **Stettin.**

Mit Abbildungen, Fig. 59 u. 60.

(Schluß aus Heft 19.)

Diese beiden Beispiele zeigen schon zur Genüge, in wie hohem Maße die Leistungen im Verhältnis zur vergrößerten Geschwindigkeit, und entsprechend auch die Kosten hierfür, steigen müssen. Eine augenscheinlichere Darstellung dieser Werte ergibt sich durch ein graphisches Auftragen in einem Koordinatensystem. Die Abzissen geben die verschiedenen Geschwindigkeiten und die zugehörigen Ordinaten die entsprechenden Leistungen in indizierten PS an. — In Fig. 59 sind die Werte für das Beispiel des Torpedobootes und in Fig. 60 die für das des Tourendampfers dargestellt. — Die in der Praxis erzielten Kurvenwerte weichen wohl von dieser theoretischen Darstellung ab, weil der Slip, der Wirkungsgrad der Propeller für die verschiedenen notwendigen Umdrehungen, verschieden ist und nicht immer proportional der Tourenzahl steigt, doch ist dieses ein Faktor, der hier nicht berücksichtigt werden soll.

Bei den behandelten Beispielen konnten die erhöhten Leistungen mit ein und derselben Maschinenanlage erreicht werden, wodurch eine Mehrausgabe für Maschinen- und Heizerpersonal in Fortfall kommt und somit eine Vergrößerung des gesamten Aggregates und demnach eine bedeutende Verteuerung desselben nicht notwendig geworden ist. Wohl zu berücksichtigen sind aber die erhöhten Schmierkosten und die größere Abnutzung der Maschinen und verstärkte Beanspruchung der Kesselanlage und des Schiffes; welche letzteres bei Kolbenmaschinen infolge der hin- und hergehenden Massen als nicht kleiner Faktor in Rechnung gestellt werden muß. Unberücksichtigt geblieben ist außerdem noch der erhöhte Dampfverbrauch für die Speisepumpen der Kesselanlage und für die Ölpumpe der Kesselfeuerung für das Beispiel 2, sowie für die erhöhte Leistung der Ventilationsmaschine für notwendigen verstärkten Kesselzug.

Bei diesen Betrachtungen über die Geschwindigkeitssteigerungen ist aber auch noch ein anderer, nicht weniger wichtiger Fall ins Auge zu fassen. Das ist die Aktionsfähigkeit, die Größe des Aktionsradius, des in Frage stehenden Fahrzeuges. Mit anderen Worten: Es ist festzustellen, wie sich die Größe des zurückgelegten Weges bei den verschiedenen Geschwindigkeitssteigerungen inbezug auf ein bestimmtes Quantum des auf dem Fahrzeug befindlichen Brennmaterials verhält.

Betrachten wir hierzu das Beispiel 2, so ist:

bei 21 Seemeilen — der stündliche Ölverbrauch

$$4573 \cdot 0{,}774 = 5739{,}5 \text{ kg}$$

bei 37 Seemeilen — der stündliche Ölverbrauch

$$25010 \cdot 0{,}774 = 19537{,}7 \text{ kg}.$$

Beträgt die an Bord befindliche Ölmenge nun $= x$ kg, so bestehen die Gleichungen:

$$4573 \cdot 0{,}774 \cdot y = x$$

und

$$25010 \cdot 0{,}774 \cdot z = x.$$

Da die Produkte jedesmal = x, also einander gleich sein sollen, so muß die Fahrzeit z für die große Geschwindigkeit kleiner sein als diejenige von y für die kleinere Geschwindigkeit.

Nachtrag.

Für das Beispiel 2 sei angenommen x = 200 Tonnen Heizöl, dann ist:

$$z = \frac{20.0000}{25\,010 \cdot 0{,}774} = 10.332 \text{ Std.}$$

und

$$y = \frac{200\,000}{4573 \cdot 0{,}774} = 56{,}5 \text{ Std.},$$

sonach ergeben sich die in diesen Zeiten zurückgelegten Wege zu:

$W = 10{,}332 \cdot 37 = 382{,}3$ Seemeilen; bei 37 Seemeilen/Std.

$W_1 = 56{,}5 \cdot 21 = 1186{,}5$ „ ; „ 21 „ „

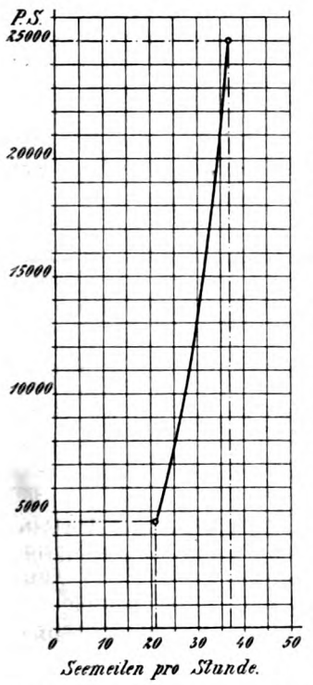


Fig. 59. Z. A.: Erhöhte Geschwindigkeit und ihre Kosten.

Im Anfang wurde schon angeführt, daß das Produkt aus Kraft und Weg = Arbeit ist. Je größer die Kraft, je kleiner der Weg bei bestimmter Leistung und umgekehrt. Die aber tatsächlich zur Verfügung stehende Energiemenge ist im Brennmaterial chemisch gebunden und mit der an Bord befindlichen Menge gegeben, woraus sich dann andererseits die Weglängen ermitteln lassen.

Der Aktionsradius fällt also mit größer werdender Geschwindigkeit des betreffenden Fahrzeuges, woraus folgt, daß eine entsprechend aufgetragene Kurve sich in entgegengesetzter Richtung bewegen würde, wie diejenige für die Leistungssteigerung. — Es ist also möglich, ein Fahrzeug infolge kleiner Geschwindigkeit desselben viel weiter, also abhängig von der Geschwindigkeit und deren evtl. Steigerung, fortzubewegen als mit größerer und großer Geschwindigkeit. — Dieses Experiment muß auch tatsächlich dann angewendet werden, wenn ein Schiff anhaltenden Sturm durchzumachen hat und hierdurch der Kohlenvorrat stark in Anspruch genommen wird.

Aus vorstehenden Betrachtungen ist nun auch zu ersehen, was für kolossale Maschinen- und Kesselanlagen für unsere modernen Riesendampfer nötig sind, da erstlich das Deplazement noch immer im Steigen begriffen ist und trotzdem die Rekordgeschwindigkeiten zum mindesten erreicht werden sollen. — Erinnert soll z. B. werden an den beim „Stettiner Vulkan“ im Hamburg gebauten Ozeanriesen „Imperator“ mit seinen etwa 56000 t Deplazement und die Schwesterschiffe, welche bei „Blohm & Voß“ dortselbst für die „Hamburg-Amerika-Linie“ in Arbeit sind. Wenn es auch nicht vorgesehen ist, daß diese Schiffe „das blaue Band des Ozeans“ wieder erobern sollen, so sollen sie doch immerhin zur Erzielung einer Geschwindigkeit von etwa 23 Seemeilen/Std. in der Lage sein. Denn darüber sind sich die auf eigene Mittel angewiesenen Reedereien schon längst klar, daß zur Erringung und Festhaltung des blauen Bandes die Triebmittel aufs alleräußerste belastet werden und somit ein frühzeitiger Verbrauch sowohl des Schiffes wie der Maschinen- und Kesselanlagen eintritt. Ist allerdings eine staatliche Subvention vorhanden, wie z. B. bei der „Cunard-Linie“, so spielen die Kosten, welche zur Erreichung und Erhaltung des Ruhmes notwendig sind, eine weniger große Rolle.

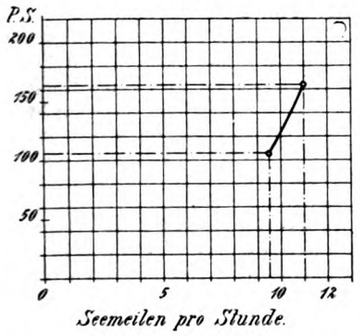


Fig. 60. Z. A.: Erhöhte Geschwindigkeit und ihre Kosten.

Ein ähnlicher Fall besteht in der Kriegsmarine, doch kann dieser nicht zu einem Vergleich herangezogen werden, da dort andere Betrachtungen maßgebend sind, als die rein ökonomischen.

Abhängig von der Geschwindigkeits- und Leistungssteigerung sind andererseits auch wieder die Befestigungsvorrichtungen, Fundamente, für Maschinen bezw. Turbinen; denn nach dem Prinzip:

Wirkung = Gegenwirkung

muß bei Leistungserhöhung auch eine Verstärkung der Unterbauten folgen, was andererseits auf den Gesamtschiffskörper einen negativen Einfluß ausübt.

Gerade bei den schnellsten Fahrzeugen, den Torpedobooten, kann man die interessantesten, ja man kann wohl sagen, raffiniertesten Konstruktionen beobachten, um dadurch jeden, auch noch so kleinen Materialquerschnitt auszunutzen, ohne daß die äußere Schiffsform ungünstig verändert zu werden braucht, wenn trotzdem die Maschinenleistungen noch steigen.

Da sich bei der Untersuchung der Größe der Aktionsfähigkeit aber ergeben hat, daß dieselbe bei vergrößerter Leistung sinkt, so ist es andererseits wieder notwendig zur Einhaltung der vorherigen Größe, den Brennmaterialvorrat zu erhöhen, wodurch

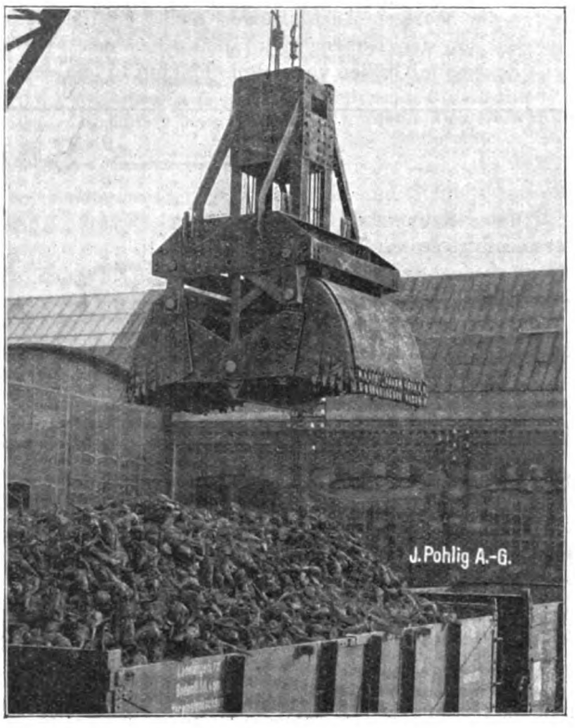


Fig. 61. Z. A.: Die Entladung der Rüben aus Eisenbahnwaggons und Kähnen.

eine Vergrößerung der Bunker notwendig wird, was bei langen Fahrstrecken einen nicht unwesentlichen Einfluß auf die ganzen Schiffsverhältnisse ausübt.

Die hier durchgeführten Betrachtungen gelten in ähnlicher Weise auch für jedes andere Fahrzeug und ist daraus zu ersehen, daß die von den Laien vielleicht gewünschten Energie- und Geschwindigkeitssteigerungen für den Fachmann mit großen Schwierigkeiten der verschiedensten Art verbunden sind.

Die Entladung der Rüben aus Eisenbahnwaggons und Kähnen.

Von **Max Heinze**, Ingenieur in **Kattowitz, O./S.**

Mit Abbildung, Fig. 61.

Zusammenfassung. Es wird ein neuer Greifer beschrieben, der sich speziell zum Entladen von Zuckerrüben eignet und hauptsächlich deshalb brauchbar ist, weil bei ihm die Rüben nicht so beschädigt werden als beim Entladen mit der Gabel.

Bei den meisten Zuckerfabriken wird der größte Teil der zu verarbeitenden Rüben durch die Eisenbahn oder auch bei einigen an Wasserverkehrstraßen liegenden Werken durch Frachtkähne herangebracht.

Die zum Entladen der Rüben gebrauchten Handarbeiter sind oftmals nicht in genügender Anzahl zu beschaffen, weshalb man sich daher bemühte, Mittel und Wege zu finden, die Entladung der Rüben auf maschinellem Wege vorzunehmen. So konstruierte die Firma I. Pohlig, A.-G. in Cöln-Zollstock einen drehbaren und fahrbaren Waggonkipper, welcher auf normalem Gleise fahrend, ca. 10 bis 15 Waggons pro Stunde kippt, wobei etwa 1,5 Kilowatt-Stunde pro 20 ts Wagen und nur ein Maschinist und ein Hilfsarbeiter erforderlich sind. Dieser Waggonkipper arbeitet in der Städtischen Gasanstalt an der Dachauerstraße in München.

Ein anderes Mittel zur Entladung von Rüben waren die Greifer. Jedoch zeigten diese in ihrer bisherigen Konstruktion erhebliche Mängel.

Diese Mängel haben die eingangs genannte Firma bewogen, einen Rübengreifer zu konstruieren, der die Vorteile der bisherigen Greifer in sich vereint, deren Mängel dagegen vermeidet.

In der Praxis wird man bei Schiffsentladungen einen fahrbaren Drehkran mit Greifer verwenden, bei Waggonentladung wird der Greifer an einem auf einer Verladebrücke fahrbaren Kran hängen oder an einer Motorwinde. Die Anordnung wird also für jede Fabrik nach den örtlichen Verhältnissen verschieden sein, ist aber für die heutigen Ausführungen nicht von Belang, da ja hauptsächlich nur der Rübengreifer als solcher neu ist und interessiert. Er wird in Größen von 1,0 bis 1,5 cbm Inhalt ausgeführt, in welcher Größe er sich besonders zum Ausladen von Rüben aus Eisenbahnwaggons eignet. In konstruktiver Beziehung unterscheidet sich der Rübengreifer von den übrigen Greifern für Massengut dadurch, daß die Schaufelkanten in kurzen Abständen mit Kugelzinken (vergl. Fig. 61) versehen sind, und daß diese in der Schließstellung nicht miteinander in Berührung kommen, sondern einen Spalt von 150 mm zwischen sich belassen.

Diese beiden Maßnahmen dienen dazu, die Beschädigung der Rüben nach Möglichkeit einzuschränken.

Die in Gegenwart der Leitung der Zuckerfabrik Brühl angestellten Versuche ergaben das Resultat, daß die Rüben bei Greiferumladung weniger verletzt werden, als bei Handumladung. Letzteres ist auch ganz erklärlich, denn man kann sagen, daß bei einem Greifer von 1,5 cbm Inhalt noch nicht der zwanzigste Teil der aufgenommenen Rüben überhaupt mit den Greiferkanten in Berührung kommt, während bei Umladung mit Gabeln mindestens der vierte Teil aller Rüben von den Zinken der Gabel getroffen wird. Da die Kugelzinken bei dem Rübengreifer einen viel größeren Durchmesser haben, wie bei den Rübengabeln, so wirkt dieser Umstand auch noch außerordentlich schonend.

Der Rübengreifer wird als Einseil- oder Zweiseilgreifer ausgeführt und kann in der ersteren Ausführung an jedem Kran mit einfacher Hubwinde angebracht werden, ohne daß am Kran Umänderungen vorzunehmen sind.

Sprechsaal.

Dieser Raum steht den Abonnenten und Inserenten dieser Zeitschrift zur **freien Aussprache über technische Fragen** und **Vorkommnisse** zur Verfügung.

Reklamen für einzelne Werke bezl. Firmen sind dabei jedoch ausgeschlossen. Ebenso lehnt die Redaktion die Verantwortung für diese Korrespondenz ab.

Wie sollen sich **die Generalunkosten industrieller Unternehmungen** stellen? (Fortsetzung und Schluß aus Heft 19.)

Ferner:

Reparaturen an Gebäuden, Maschinen, maschinellen Einrichtungen und Werkzeugen;
Gehälter für Beamte, Meister und Pförtner;
Löhne für Heizer, Wächter und Bedienung;
Hilfsarbeiter und Kranbedienungsmannschaften;
Arbeiter in der Materialverwaltung und beim Versand;
} für alle jene Arbeitskräfte, die rein produktiv tätig sind.
Feuer-, Maschinenbruch- und Betriebsverlustversicherung;
Krankenkassenbeiträge;
Invaliden- und Altersrentenversicherung;
Unfall- und Haftpflichtversicherung;
Steuern jeder Art;
Fuhrwerke mit Fahrpersonal und Futtermitteln;
Materialien, die zu allgemeinen Betriebs- und Instandhaltungszwecken im Werke benutzt werden;
Material und Arbeit für Ausstellungsgegenstände, Muster- und Probestücke aller Art;
Materialverluste und Löhne für Ausschußarbeiten usw.

Hierzu treten die Geschäfts- oder Handlungs-(Vertriebs-)unkosten, von denen jedoch alle Verkaufsprovisionen auszuscheiden sind, weil diese bei der Preisfestsetzung der provisionspflichtigen Erzeugnisse berücksichtigt werden müssen. Dagegen fallen Geschäftsreisen, Inserate, Porti, Frachten, Drucksachen und alle sonstigen den Verkauf fördernden Ausgaben unter die Vertriebsunkosten.

Es ist nicht gut möglich, alle die kleinen Ausgaben und Einbußen aufzuführen, die in einem größeren Werkbetriebe entstehen und dem erzeugten Gegenstande nicht direkt in Anrechnung gebracht werden können, sondern über das Generalunkostenkonto gehen müssen. Es ist daher Sache einer jeden Werkleitung, über alle Ausgaben und Belastungen des Betriebes sorgfältig zu wachen, um alle die Posten meist durch einen prozentualen Zuschlag zu den Arbeitslöhnen herauszuschälen, die als Generalunkosten Deckung finden müssen. Geschieht dies nicht, dann erwachsen Verluste, für deren Entstehung man mit Jahresschluß keine rechte Erklärung finden wird.

Um nun über die Unkostendeckung Klarheit zu erlangen, muß man im Kalkulationsbureau folgende Einrichtung treffen: Die Kalkulationsergebnisse sämtlicher Aufträge werden in einem besonderen Buche derart verzeichnet, daß die allmonatlich herausgehenden Ordres nicht nur in einer Post darin zusammengestellt erscheinen, sondern daß man erkennt, welcher Betrag in den monatlich fakturierten Summen als Unkostenanteil enthalten ist. Wenn auch zweifellos ein Teil der Unkostenaufwendungen noch in den Halbfabrikaten steckt, die erst in den nächsten Monaten zur Fertigstellung gelangen, so wird dadurch, daß auch zur Zeit der Inventur Halbfabrikate vorhanden waren, die nun in den Fertigprodukten mit enthalten sind, ein Ausgleich eintreten; wenn die Fabrikation halbwegs gleichmäßig vor sich geht, erkennt man aus der Zusammenstellung der Unkostenanteile — die allmonatlich zu den früheren Monaten hinzugerechnet erscheinen — ob sich tatsächliche und gedeckte Unkosten stark nähern oder voneinander stark abweichen.

Es können nun zwei Fälle eintreten:

a) die tatsächlichen Unkosten bleiben weit hinter den gedeckten Unkosten zurück; dann ist das ein Beweis dafür, daß die Unkosten in der Kalkulation zu niedrig veranschlagt sind, und daß eine Erhöhung der Unkostenzuschläge eintreten muß.

b) Zeigt sich, daß die gedeckten Unkosten die tatsächlich aufgewendeten überragen, dann kann für die nächsten Monate eine Ermäßigung des Unkostensatzes in allen Kalkulationen eintreten.

Wenn man eine Kontrolle im Sinne vorstehender Aufzeichnungen einführt, kann man eine rohe, jedoch sehr wertvolle Übersicht erhalten, wie sich wirkliche und gedeckte Unkosten zueinander stellen und man wird dem Ereignisse des Jahresabschlusses mit viel größerer Ruhe entgegensehen, weil unliebsame Überraschungen dabei ausgeschlossen sind; eine solche Kontrolle ersetzt aber ein vorzüglich organisiertes und richtig rechnendes Kalkulationsbureau voraus, welche für alle Aufträge ohne Ausnahme Nachkalkulationen anfertigt.

November 1913.

Die praktische Fördertechnik

Branchen-Ausgabe IV des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur".

Schriftleitung: Ingenieur **F. Wilcke,** Leipzig.

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Die längste Brücke der Welt.

Der Entwicklung von Deutschlands Handel und Industrie soll wieder einmal ein weitragendes Denkmal gesetzt werden. Der Handel, die Entwicklung des Eisenbahnverkehrs erfordert es und die Industrie wird es ausführen. Seit der Einführung der Fährenverbindung von Saßnitz nach Trelleborg hat sich der Eisenbahnverkehr über Stralsund-Rügen mächtig entwickelt und infolgedessen genügt die Fährverbindung zwischen Stralsund und Rügen den Anforderungen nicht mehr, so daß hierfür über diesen Meeresarm, den sog. Strelasund, jetzt eine feste Brücke gebaut werden soll.

Seit längerer Zeit werden an Ort und Stelle Bohrungen für die Fundamentierung des Bauwerkes unternommen, die in ganz kurzer Zeit beendet sein dürften. Der eigentliche Bau dieses Riesenwerkes soll bereits 1914 beginnen.

Die Abmessungen der Brücke ergeben sich aus folgendem Bilde. Die bisher längste Brücke der Welt ist diejenige über den Hoangho, welche erst kürzlich fertiggestellt und etwa 3250 m lang ist. Die Brücke Stralsund-Rügen soll dieses Maß noch um einige Meter überschreiten. Die Höhe vom Wasserspiegel bis Unterkante der Brücke soll etwa 32 m betragen, wodurch es Schiffen möglich ist, ohne Brückenöffnung dieselbe zu passieren. Als Unterstützung sind 23 mächtige Pfeiler vorgesehen. Die Höhe der Brücke wird allerdings von den Hochbrücken am Nordostseekanal weit übertroffen.

Die Strelasundbrücke war zuerst als reine Eisenbahnbrücke gedacht, doch hat nun der Eisenbahnminister auf Ansuchen des Kriegsministers aus strategischen Gründen dem Vorschlag zugestimmt, daß dieselbe auch als Fußgängerbrücke ausgebaut wird. Das Ersuchen der beteiligten Kreise auf Zulassung des Wagenverkehrs ist jedoch abgelehnt worden und bleibt hierfür die vorhandene Fährverbindung bestehen.

Der Kostenpunkt dieser Gesamtanlage soll sich auf etwa 17 bis 20 Millionen M. beziffern, die natürlich auf die verschiedenen interessierten Kreise im Verhältnis zu ihrem Interesse zu verteilen sind. Die berühmte Firth of Forth-Brücke im Zuge Edinburgh-Dundee mit einer Länge von etwa 2468 m hat etwa 50 Millionen M. verschlungen.

Die Notwendigkeit der Brücke geht aus folgenden Zahlen hervor.

Güterbeförderung über den Strelasund:	Im Jahre:
78000000 ts.	1911
111000000 ts.	1912

Der Personenverkehr betrug im Jahre 1912 nach Rügen 98350 Personen.

Einen wie großen Aufschwung diese Linie des internationalen Verkehrs seit ihrem kurzen Bestehen in der Form der Fährschiffverbindung zwischen Deutschland und Schweden genommen hat, geht auch daraus hervor, daß sowohl von deutscher wie von schwedischer Seite in nächster Zeit neue Fährschiffe in Auftrag gegeben werden sollen, um den starken Verkehr zu bewältigen.

Für Norddeutschland bedeutet dieser Brückenbau für die Zukunft eine imposante Sehenswürdigkeit, so daß dadurch der Fremdenverkehr jedenfalls noch an Stärke bedeutend zunehmen wird.

Ing. Bührs-Stettin.

Neuere Kontrollerkonstruktionen.

Mit Abbildungen, Fig. 62 bis 68.

Zusammenfassung. Beschrieben ist ein Kontrollertyp, bei dem die Befestigungselemente am Gehäuse derart angebracht sind, daß der Kontroller sowohl horizontal als auch senkrecht aufgestellt werden kann. Unten und oben ist je ein freies Wellenende für ein Handrad usw. vorgesehen, das andere kann verriegelt werden. Der Deckel des Gehäuses ist geteilt, die Kontrollerwalze aus Isoliermaterial mit eingepreßter Achse, Rastenscheibe usw.

Kontroller werden zum Anlassen und Steuern von Elektromotoren hauptsächlich in solchen Betrieben verwandt, in denen die sonst üblichen Anlaßapparate nicht betriebssicher genug sind. Solche Betriebe sind Krananlagen, Hilfsmaschinen in Berg- und Hüttenwerken, Betriebe mit großer Staubentwicklung usw., oder solche, deren Luft mit Gasen bzw. Säuredämpfen erfüllt ist, wie z. B. Kohlenwäschen, chem. Fabriken usw. Viele dieser Betriebe beanspruchen daneben häufig 10000 bis 20000 Schaltungen in der Woche. Trotzdem dürfen die Schaltapparate nie versagen, weil selbst eine nur kurze Betriebsstörung bei diesen oft genug Tag und Nacht arbeitenden Betrieben beträchtlichen Schaden verursacht.

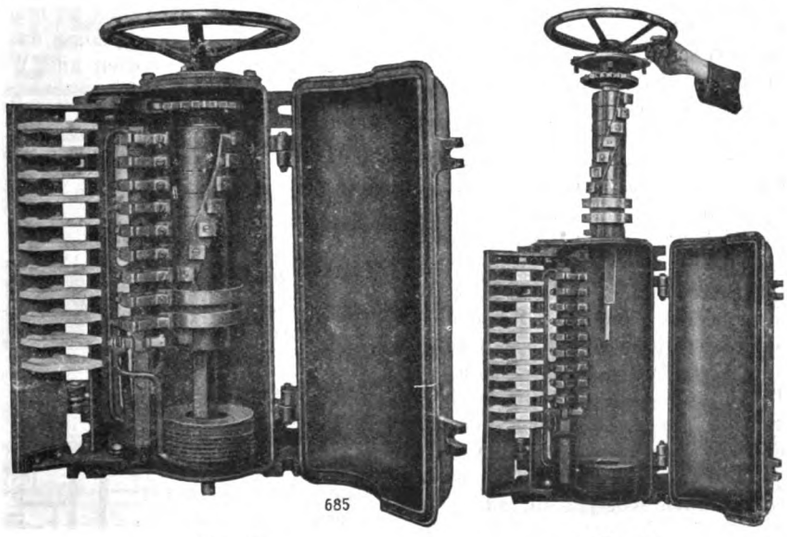


Fig. 62. *Fig. 63.*

Fig. 62 u. 63. Z. A.: Neuere Kontrollerkonstruktionen.

Schon diese kurzen Andeutungen zeigen, daß an die Konstruktion und Zuverlässigkeit der Kontroller besondere Anforderungen gestellt werden müssen. Die nachstehend beschriebenen Konstruktionen sind nun aus dem Bestreben hervorgegangen, einen zuverlässigen Kontroller von möglichst allgemeiner Verwendungsfähigkeit zu schaffen.

Die Kontroller sind durch ein festes Gußgehäuse allseitig abgeschlossen und besitzen somit eine große Widerstandsfähigkeit gegen mechanische Beanspruchungen. Die Befestigungselemente sind derart am Gehäuse angebracht, daß der Kontroller sowohl horizontal, als auch vertikal aufgestellt werden kann, ohne daß erst konstruktive Änderungen vorzunehmen sind. Alle Kontroller erhalten unten und oben je ein freies Wellenende, deren eines irgend ein passendes Bedienungselement wie Handrad, Handhebel usw. aufnimmt, während das andere Ende in zweckmäßiger Weise mit einem Maschinenteil z. B. der Bremse verriegelt werden kann. Wenn dies geschieht, ist es immer erst dann möglich, den Motor anzulassen, wenn die Bremse gelöst ist, so daß also dann der Motor nicht unzulässig überlastet werden kann.

Das Gehäuse ist geteilt und der Deckel in Scharnieren drehbar,

so daß die Schaltwalze nach Aufklappen zugänglich ist. Der Deckel läßt sich durch Einlegen einer Dichtung staub- und wasserdicht verschließen. Die Anschlußkabel werden von der Rückseite durch einen Schlitz in der Kontrollerwand eingeführt, der sich soweit erstreckt, als die Ausdehnung der Anschlußklemmen an den Kontaktfingern beträgt. Durch diese Anordnung wird jede Biegung und umständliche Führung der Leitungen im Innern des Kontrollers vermieden; jede Anschlußleitung geht vielmehr in gerader Linie an die zugehörige Klemme. Die Öffnung für die Einführungshebel kann mittels Kabelmasse vergossen werden und der ganzen Kontroller wird dadurch staub- und wasserdicht. Starke Erwärmung dürfen diese Kontroller allerdings nicht ausgesetzt werden, da sonst die Vergußmasse erweichen und ausfließen könnte. Kontroller mit angebautem Widerstande lassen sich also nicht wasserdicht ausführen.

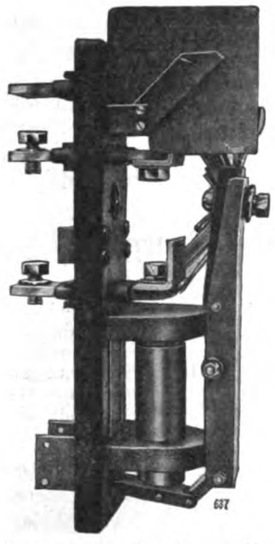


Fig. 64. Z. A.: Neuere Kontrollerkonstruktionen.

Die wichtigsten Teile des Kontrollers sind: Schaltwalze und Kontaktfinger; deren Ausbildung wurde infolgedessen auch die größte Sorgfalt zugewandt. Vor allem strebte man ein leichtes Auswechseln und Austauschen aller einer natürlichen Abnutzung unterworfenen Teile an. Aus diesem Grunde lassen sich sowohl die Kontaktstücke der Finger, als auch der Kupferbelag der Kontaktringe nach einfachem Lösen von Schrauben abnehmen und durch neue solche Teile ersetzen. Da lediglich die wirklich aufeinander arbeitenden Teile zu ersetzen sind, braucht man nur wenige und ohne große Kosten zu beschaffende Teile an Lager zu halten.

Die Kontrollerwalze besteht aus Isoliermaterial mit eingepreßter schmiedeeiserner Achse (Fig. 62). Diese trägt oben eine Rastenscheibe, durch welche jede Schaltstellung scharf markiert wird. Oben auf dem Gehäuse befindet sich eine Platte, auf welche die Schaltstellungen eingegossen bzw. eingeschlagen sind. Diese Platte ist mit dem Gehäuse verschraubt. Löst man die Verbindung, so läßt sich die Platte herausnehmen, nachdem zuvor das Bedienungselement auf der Kontrollerachse entfernt ist. Es entsteht oben am Kontrollergehäuse eine Öffnung und durch diese kann man, wie Fig. 63 zeigt, die ganze Kontrollerwalze samt der Rastenscheibe herausziehen. Es ist jetzt die Schaltwalze von allen Seiten der Revision bequem zugänglich, und ebenso kann das Innere des Kontrollergehäuses leicht besichtigt werden. Diese Anordnung ist als ein Vorzug gegenüber den sonst üblichen Kontrollern mit festem Einbau zu betrachten, deren Inneres nur schwer zugänglich und zudem oft noch von Verbindungskabeln erfüllt ist.

Am unteren Teil der Achse ist bei den Gleichstromkontrollern eine Blasspule angebracht, die vom Hauptstrom des Motors durchflossen wird. Es ist hierdurch das sofortige Abreißen der Schaltfunken an den Kontrollerkontakten gewährleistet, ebenso wird die Bildung von Schmelzperlen damit hintangehalten. Wechselstromfunken reißen im allgemeinen viel leichter ab als Gleichstromfunken, deshalb wird bei Drehstromkontrollern das Blasen nicht angewandt. Die Blasspule bleibt beim Herausziehen der Schaltwalze in ihrer Lage, man hat also keinerlei elektrische Verbindungen zu lösen. Um ein Überschlagen des Schaltfeuers von einer Stufe zur anderen sicher zu vermeiden, sind zwischen den einzelnen Fingern Funkenfächer aus feuerfestem Isoliermaterial angebracht, die nach innen noch weit zwischen die Kontrollerringe der Schaltwalze reichen. Die Funkenfächer können nach Öffnen des Deckels herausgedreht werden, wie in Fig. 63 dargestellt ist, wo man auch die Blasspule deutlich erkennen kann.

Die Kontaktfinger sind nach einem besonderen Verfahren als Scharnierfinger ausgebildet, derart, daß nur das eigentliche Kontaktstück federt, während der Finger selbst starr mit dem Kontrollergehäuse verbunden ist. Ein solcher Finger ist in Abb. 65 wiedergegeben. Das Kontaktstück bewegt sich in einer Richtung senkrecht zur Oberfläche des Kontaktringes und wird durch eine in der Abbildung sichtbare Blattfeder auf den Ring niedergedrückt. Die Flächen des Kontaktringes und des Kontaktfingers schließen einen spitzen Winkel ein, derart, daß der Finger auf jeden Fall sicher auf den Ring gehoben wird, ohne daß eine Stauchung eintritt. Diese Gefahr besteht bekanntlich bei allen Konstruktionen, wo der ganze Kontaktfinger federt.

Die innere Schaltung der Kontroller, also die Abwicklung der Schaltwalze und die Zahl der Kontaktfinger ist je nach dem Verwendungszweck (ob z. B. Anlaß-, Wende- oder Senkbrems-Kontroller) verschieden, alle Kontroller besitzen aber auf jeden Fall Anschlüsse für die meisten angewandten Sicherheitsvorrichtungen, nämlich Nebenschlußbrennmagnet, Grenzschalter und Sicherheitsschalter. Bei den hier beschriebenen Kontrollern können demnach diese Vorrichtungen noch nachträglich angebracht werden, wenn während des Betriebes die Notwendigkeit hierzu auftritt. Die meisten der sonstigen Kontroller erfordern hierzu in der Regel konstruktive Umänderungen, die nicht ohne Geldkosten und längere Betriebsstörungen vorgenommen werden können.

Fig. 67 zeigt die Schaltung eines Gleichstrom-Anlaß-Kontrollers mit Anschluß eines Nebenschluß-Bremsmagneten, während in Fig. 66 ein Wendekontroller mit Grenzschalteranschluß dargestellt ist. Eine für jeden Anlaßkontroller empfehlenswerte Einrichtung ist der Anschluß eines Sicherheitsschalters. Das Prinzip der Schaltung zeigt Fig. 68. Als Sicherheitsschalter wird ein Schütz verwendet, also ein elektromagnetischer Schalter. Auf der ersten Kontrollerstellung wird der Hilfsstrom der Zugspule erregt, worauf das Schütz ausspringt und den Motorstromkreis schließt, während der Kontroller weiterhin die Widerstandstufen abschaltet. Bleibt jetzt plötzlich die Spannung aus, so fällt das Schütz ab und setzt den Motor still. Die Schaltung ist nun so vorgesehen, daß auch beim Wiederauftreten der Spannung das Schütz von selbst wieder einschaltet. Das Einschalten und Wiederanlaufen des Motors kann erst eintreten, wenn der Kontroller bis auf die Stellung 1 zurückgedreht wird. Es muß also unbedingt dem Motor beim Anlassen immer der ganze Anlaßwiderstand vorgeschaltet sein, schädliche Stromstöße können demnach nicht vorkommen.

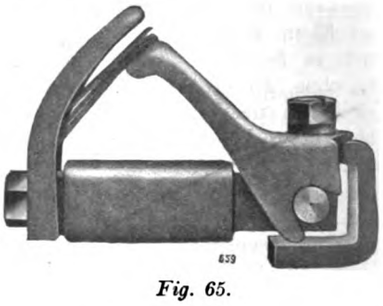


Fig. 65.

Rüstet man den Sicherheitsschalter auch mit Überstromauslösung aus, so findet eine Auslösung auch dann statt, wenn der Betriebsstrom auf etwa das doppelte seines normalen Wertes gestiegen ist; es werden dadurch unzulässige Überlastungen des Motors verhindert. Die Nullspannungssicherung bleibt natürlich auch bei dieser Ausführung in Wirksamkeit. Einen Sicherheitsschalter mit abgenommenem Schutzgehäuse und unbewickelter Magnetspule zeigt Fig. 64.

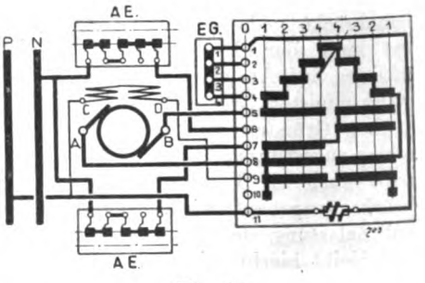


Fig. 66.

Fig. 65 u. 66. Z. A.: Neuere Kontrollerkonstruktionen.

Der Sicherheitsschalter wird am besten dicht beim Motor aufgestellt, sein Schutzgehäuse kann plombiert werden. Man kann dann seine Wirkung durch mechanische Eingriffe nicht beeinträchtigen, er bietet vielmehr einen vollkommenen Schutz gegen Beschädigungen des Motors. Er bietet außerdem aber auch noch den Vorteil, daß besondere Ausschalter und Sicherungen nicht nötig sind.

Statische Berechnung zu einem Lokomotivschuppen.

Von **Richard Dietze**, Ingenieur in **Langenfeld**.

Mit Zeichnungen auf Tafel 48 und Abbildungen, Fig. 69 bis 72.

Der nachstehend veröffentlichten statischen Berechnung eines Lokomotivschuppens liegen die Zeichnungen auf Tafel 48 und die Abbildungen, Fig. 69 bis 72 zugrunde, bezw. sind mit dem Fortschreiten der Berechnung an sich entstanden.

Der Schuppen hat nachstehende Hauptdaten:

Stützweite der Binder . . . . . 25,180 m
(Tafel 48, Fig. 2 und Abbildung, Fig. 69.)
Entfernung der Binder an den Auflagern . 4,498 bezw. 5,626 „
Dachneigung . . . . . rd. 1 : 2,37
entsprechend einem Winkel von . . . . . rd. 23°.

Belastungen:

Das Eigengewicht der Dachkonstruktion wird entsprechend berücksichtigt:

Schneedruck: 0,075 t/qm Dachfläche,

Winddruck: 0,15 t/qm senkrecht getroffener Fläche und senkrecht zur Dachfläche (Fig. 70, Skz. 1):

$$w = 0{,}15 \sin^2\alpha = 0{,}15 \cdot \left(\frac{5320}{13668}\right)^2 = 0{,}023 \text{ t/qm}$$

Gewicht eines Rauchabzuges = 1,2 t (Taf. 48, Fig. 6 u. Fig. 72)

Einzellast am Binderuntergurt = 1,0 t.

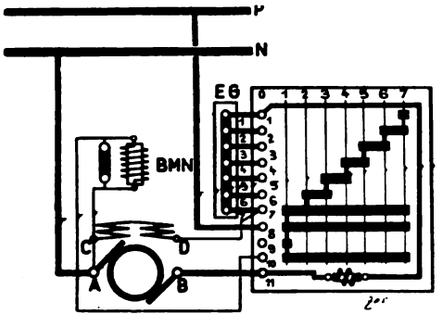


Fig. 67.

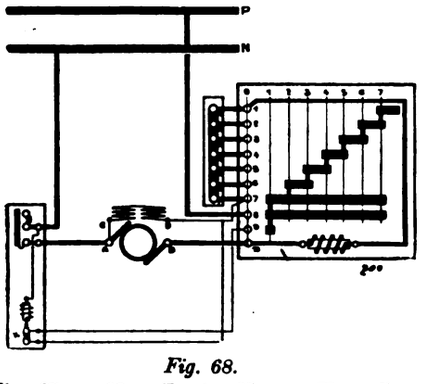


Fig. 68.

Fig. 67 u. 68. Z. A.: Neuere Kontrollerkonstruktionen.

Statische Berechnung.

I. Dacheindeckung.

Zur Eindeckung gelangt doppelte Papplage auf 2,5 cm starker Schalung.

Bei einer Sparrenstärke von 12/16 cm beträgt das Gewicht dieser Dacheindeckung nach Preußischen Vorschriften g = rd. 0,055 t/qm schräger Dachfläche.

Auf die horizontale Grundfläche bezogen beträgt das Gewicht der Eindeckung:

$$g = \frac{0{,}055 \cdot 13668}{12590} = \text{rd. } 0{,}06 \text{ t/qm.}$$

II. Oberlicht.

Glaseindeckung 6 mm starkes Drahtglas auf „Wema"-Sprossen (Tafel 48, Fig, 9, 10, 25 u. 26, Fig. 70, Skz. 2 u. Fig. 72) No. 2 mit W = 6,19 cm³.

Mittlere Sprossenentfernung b = 0,45 m,
Stützweite der Sprossen 1 = 3,417 m.

Belastungen:

Sprossen-Eigengewicht	=	rd. 0,008 t/qm
6 mm starkes Drahtglas	=	0,022 „
	g =	0,030 t/qm
Schnee	s =	0,075 „
	q =	0,105 t/qm
Winddruck	w =	0,023 „

$$M_q = 0{,}105 \cdot 0{,}45 \cdot 3{,}417 \cdot \frac{314{,}8}{8} = 6{,}35 \text{ t/cm},$$

$$M_{q+w} = 6{,}35 + 0{,}023 \cdot 0{,}45 \cdot 3{,}417 \cdot \frac{341{,}7}{8} = 6{,}35 + 1{,}51 \text{ t/cm},$$

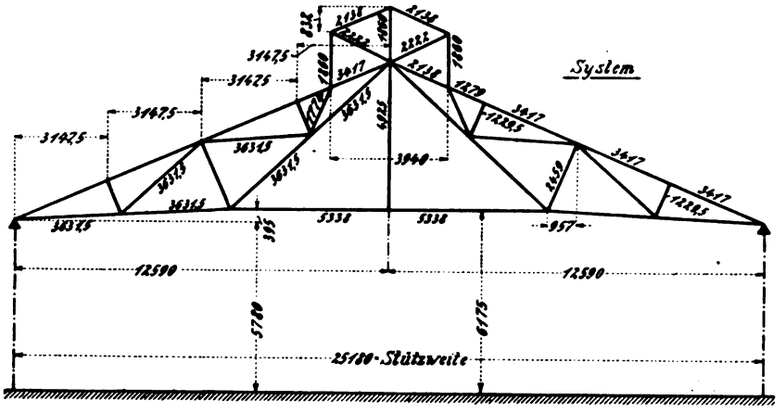


Fig. 69. Z. A.: Statische Berechnung zu einem Lokomotivschuppen.

Zulässige Beanspruchungen:

Flußeisen:

Für Pfetten und Stäbe der Dachbinder und Säulen bei Belastungen aus Eigengewicht und Schnee $\sigma = 1{,}2$ t/qcm und bei Eigengewicht, Schnee und Wind

$\sigma = 1{,}4 + 1{,}6$ t/qcm

Knicksicherheit der gedrückten Stäbe:

für Säulen n = 5 fach nach Euler.

für Stäbe der Binder n = 4 fach nach Euler.

ohne Wind: $\sigma = \frac{6{,}35}{6{,}19} = 1{,}03$ t/qcm,

mit Wind: $\sigma' = \frac{6{,}35 + 1{,}51}{6{,}19} = 1{,}27$ t/qcm.

III. Pfetten (Fig. 70, Skz. 5):

$\sin\alpha = 0{,}389$; $\cos\alpha = 0{,}921$;

α = Neigungswinkel der Dachfläche.

1. Pfetten auf dem Dachreiter (Fig. 70, Skz. 6).

a) Firstpfette-Mittelfelder.

Stützweite der Pfette-Binderentfernung im First:

(4,482 + 7,627) · 0,5 = rd. 6,055 m,

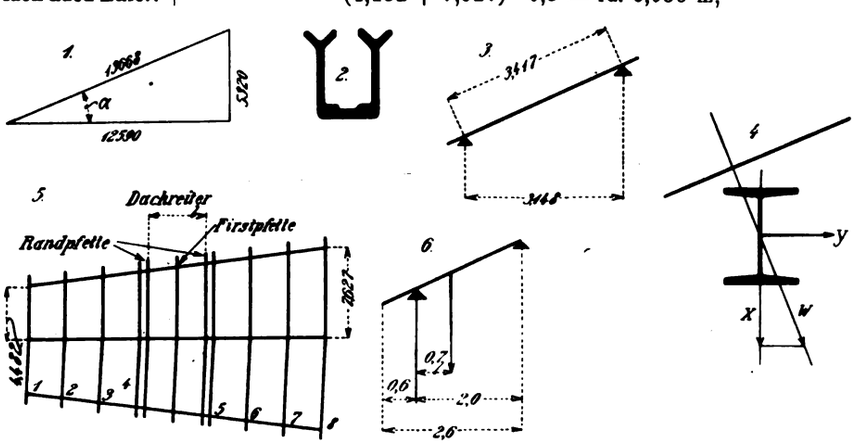


Fig. 70. Z. A.: Statische Berechnung zu einem Lokomotivschuppen.

Belastungsbreite der Pfette (horizontal): $b' = 2{,}6 \cdot \frac{0{,}7}{2} \cdot 2 = 1{,}82$ m,

in der Dachfläche gemessen: $b = \frac{1{,}82}{12590} \cdot 13668 = 1{,}98$ m.

Belastungen:

Dachdeckung: 1,98 · 6,055 · 0,055 = 0,66
Schneelast: 1,98 · 6,055 · 0,075 = 0,90
Q = 1,56 t

Winddruck senkrecht zur Dachfläche (Fig. 70, Skz. 4):

$$\frac{1,98}{2} \cdot 6,055 \cdot 0,023 = \text{rd. } 0,138 \text{ t},$$

$$M_Q = 1,56 \frac{605,5}{8} = 118 \text{ t/cm},$$

$$M_w = 0,138 \frac{605,5}{8} = 10,4 \text{ t/cm},$$

$$M_{w_x} = 10,4 \cdot 0,921 = \text{rd. } 9,6 \text{ t/cm},$$

$$M_{w_y} = 10,4 \cdot 0,389 = \text{rd. } 4,05 \text{ „}$$

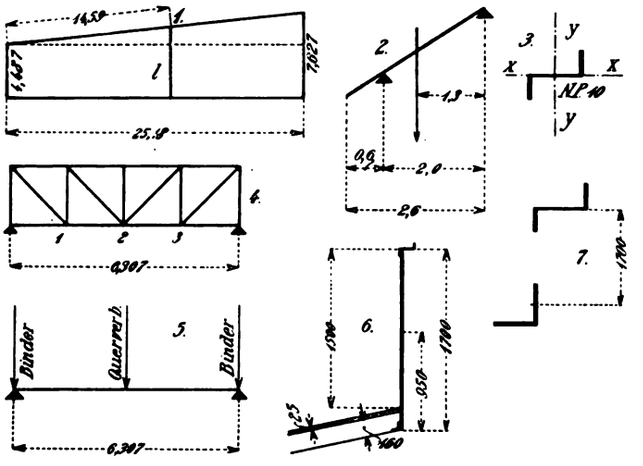


Fig. 71. Z. A.: Statische Berechnung zu einem Lokomotivschuppen.

Vorhanden I NP 16 mit $W_x = 117$ cm³ und $W_y = 14,7$ cm³,

ohne Wind: $\sigma = \frac{118}{117} = 1,010$ t/qcm,

mit Wind: $\sigma = 1,01 + \frac{9,6}{117} + \frac{4,05}{14,7}$

$= 1,01 + 0,082 + 0,276 = 1,368$ t/cm.

b) Firstpfette (Schmales Endfeld).

Die Stützweite ist geringer als in den normalen Feldern. Ausgeführt wird der gleiche Querschnitt wie dort, der ohne Nachweis auch hier ausreichend ist.

c) Firstpfette (Breites Endfeld).

Stützweite 8,4 m,

Belastungsbreite wie früher 1,98 m also

Belastung:

Dachdeckung und Schnee:

$$0,13 \cdot 8,4 \cdot 1,98 = 2,16 \text{ t},$$

Winddruck: $0,023 \cdot 8,4 \cdot \frac{1,98}{2} = 0,191.$

$$M_q = \frac{2,16 \cdot 840}{8} = 22,6 \text{ t/cm},$$

$$M_w = \frac{0,191 \cdot 840}{8} = 22,6 \text{ t/cm},$$

$$M_{w_x} = 20,1 \cdot 0,821 = 18,5 \text{ t/cm},$$

$$M_{w_y} = 20,1 \cdot 0,389 = 7,8 \text{ t/cm}.$$

Vorhanden ist I NP 20 mit $W_x = 214$ cm³ und $W_y = 29,5$ cm³. Demnach die Beanspruchung:

ohne Wind: $\sigma = \frac{226}{214} = 1,056$ t/qcm,

mit Wind: $1,056 \frac{18,4}{214} + \frac{7,8}{25,9} =$

$= 1,056 + 0,086 + 0,301 = 1,443$ t/qcm.

d) Randpfette (Mittelfelder).

Die Randpfette wird durch einen Fachwerkträger gebildet, der gleichzeitig die Jalousien aufzunehmen hat.

Größte Binderentfernung für die Randpfette (Fig. 71, Skz. 1):

$$l = 4,482 + (7,627 - 4,482) \frac{14,59}{25,18} = 6,307 \text{ m},$$

Belastung der Pfette durch die Eindeckung des Dachreiters (Fig. 71, Skz. 2) wenn die Belastungsbreite:

$$b' = 2,6 \frac{1,3}{2,0} = 1,6 \text{ qm (horizontal)},$$

$$b = \frac{1,69}{0,921} = 1,83 \text{ m (in der Dachfl.) beträgt},$$

aus Eindeckung und Schnee:

$$p = 0,055 + 0,075) \cdot 1,83 = \text{rd. } 0,24 \text{ t/m},$$

Eigengewicht einschließlich der Jalousien: $g = 0,10$ t/m.

Das Gewicht des Querverbandes ist in dem Gewicht für 1 m entsprechend berücksichtigt.

Wind auf die Dachfläche:

$$w = 0,023 \cdot 1,83 = 0,042 \text{ t/m},$$

$$w_x = 0,042 \cdot 0,921 = 0,04 \text{ „}$$

$$w_y = 0,042 \cdot 0,389 = 0,016 \text{ „}$$

Stützweite der Pfette gleich der Binderentfernung:

$l = 6,307$ m (Fig. 71, Skz. 4 u. 5).

$$M_{p+g} = (0,24 + 0,1) \cdot 6,307 \frac{630,7}{8} = 169 \text{ t/cm},$$

$$M_{w_x} = 0,04 \cdot 6,307 \frac{630,7}{8} = \text{rd. } 20 \text{ t/cm}.$$

Gurtspannungen:

Obergurt: $S_{g+p} = \frac{169}{170} = 1,00$ t,

$$S_{g+p+w} = 1,00 + \frac{20}{170} = 1,12 \text{ t}.$$

Für den Untergurt ist die Gurtspannung nur $^3/_4$ der im Obergurt, da das Moment im Punkt 1 nur $^3/_4$ des Maximalmomentes im Punkt 2 ist.

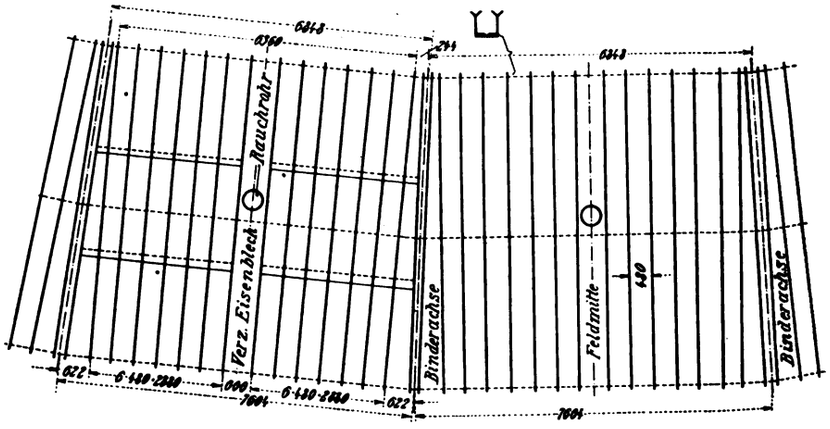


Fig. 72. Z. A.: Statische Berechnung zu einem Lokomotivschuppen.

Also: $S_{g+p} = \frac{3 \cdot 1,0}{4} = 0,75$ t,

$$S_{g+p+w} = 0,75 + \frac{3 \cdot 20}{4 \cdot 179} = 0,84 \text{ t}.$$

Der Obergurt muß außerdem auf $^1/_4$ der Stützweite biegungssicher sein, das Biegungsmoment ist beim durchgehenden Träger auf fünf Stützen über der Mittelstütze:

$$M_x = 0,24 \cdot \left(\frac{6,307}{4}\right)^2 \cdot 100 \cdot 0,0714 = 4,3,$$

$$M_w = 0,04 \cdot \left(\frac{6,307}{4}\right)^2 \cdot 100 \cdot 0,0714 = 0,72.$$

(Fortsetzung folgt.)

Dezember 1913.

Die praktische Fördertechnik

Branchen-Ausgabe IV des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur".

Schriftleitung: Ingenieur **F. Wilcke**, Leipzig.

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Statische Berechnung zu einem Lokomotivschuppen.

Von **Richard Dietze**, Ingenieur in **Langenfeld**.

Mit Zeichnungen auf Tafel 48 und Abbildungen, Fig. 73 bis 78.

(Fortsetzung aus Heft 24.)

In horizontaler Richtung muß der Obergurt auf $^1/_2$ der Stützweite biegungssicher sein, einmal gegen die Kraft w_y, die herrührt vom Wind auf die Dachfläche des Dachreiters, dann auch gegen die Kraft w_x, die der Winddruck auf die lotrechte Wand hervorruft (Fig. 71, Heft 24, Skz. 6 u. 7).

$$w_x = \frac{0{,}15 \cdot 1{,}5 \cdot 0{,}95}{1{,}7} = 0{,}127 \text{ t/m},$$

$$w_y = \quad = 0{,}016 \text{ „}$$

$$w = 0{,}142 \text{ t/m}.$$

Der widerstehende Obergurtstab ist für diese Belastung ein Träger auf drei Stützen mit gleichen Öffnungen:

Also:

$$M_A = 0{,}142 \cdot \left(\frac{6{,}307}{2}\right)^2 \cdot \frac{100}{8} = 17{,}7 \text{ t/cm}.$$

Vorhanden ist ein Z NP. 10 mit

$F = 14{,}5$ qcm

(Fig. 71, Heft 24, Skz. 3),

$W_y = 44{,}4$ cm⁴

und

$W_x = 14{,}0$.

Demnach die Beanspruchung (ohne Wind):

$$\sigma = \frac{1{,}00}{14{,}5} + \frac{4{,}3}{14{,}0} = 0{,}069 + 0{,}307 = 0{,}736 \text{ qcm } (\angle 1{,}2),$$

(mit Wind):

$$\sigma = \frac{1{,}12}{14{,}5} + \frac{4{,}3}{14} + \frac{0{,}72}{14} + \frac{17{,}7}{44{,}4} = 0{,}084 + 0{,}307 + 0{,}051 + 0{,}400 = 0{,}842 \text{ t/qcm } (\angle 1{,}6).$$

Der Untergurtstab hat außer der Normalkraft noch Biegungsspannung aus Windbelastung aufzunehmen.

$$W_x = \frac{0{,}15 \cdot 1{,}5 \cdot 0{,}75}{1{,}7} = 0{,}099 \text{ t/m},$$

$$M_x = 0{,}099 \cdot \left(\frac{6{,}307}{2}\right)^2 \cdot \frac{100}{8} = 12{,}3 \text{ t/cm}.$$

Vorhanden ist ein Winkeleisen von $80 \cdot 80 \cdot 10$ mm mit

$F = 15{,}1$ qcm

Nietabzug $= 2{,}0$ „

F netto $= 13{,}1$ qcm.

Widerstandsmoment: 15,5 cm³.

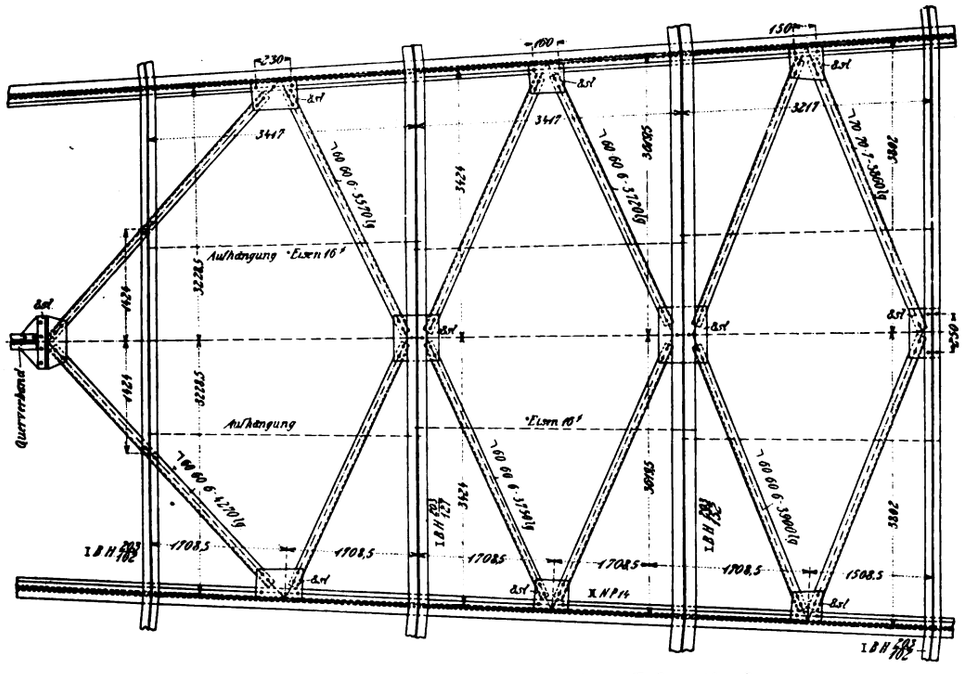


Fig. 73. Z. A.: Statische Berechnung zu einem Lokomotivschuppen.

Demnach die Beanspruchung:

(ohne Wind):

$$\sigma = \frac{0{,}75}{13{,}1} = 0{,}058 \text{ t/qcm},$$

(mit Wind):

$$\sigma = 0{,}058 + \frac{0{,}09}{13{,}1} + \frac{12{,}3}{15{,}5} = 0{,}058 + 0{,}007 + 0{,}794 = 0{,}859 \text{ t/qcm}.$$

Größte Spannung in den Diagonalen:

$$D = (0{,}24 + 0{,}1 + 0{,}04)\left(\frac{6{,}307}{2} - \frac{6{,}307}{8}\right)\frac{2{,}32}{1{,}7} = 1{,}23 \text{ t}$$

(Fig, 75, Skz. 1).

Vorhanden ist ein Winkeleisen von $45 \cdot 45 \cdot 5$ mm mit:

$F = 4{,}3 - 0{,}65 = 3{,}65$ cm².

Demnach die Beanspruchung: $\sigma = \frac{1{,}23}{3{,}65} = 0{,}34$ t/qm.

Die Druckkraft in der Vertikale v_0 die zugleich Endvertikale des Nachbarfeldes ist, ergibt sich zu:

$P = 0{,}38 \cdot 6{,}307 = 2{,}4$ t.

Erforderliches Trägheitsmoment:

$J_{erf} = 1{,}82 \cdot 2{,}4 \cdot 1{,}7^2 = 12{,}6$ cm⁴.

Vorhanden ein Winkeleisen von $50 \cdot 50 \cdot 5$ mm mit $J_{min} = 22$ cm⁴.

In der Vertikale n V_1 ist die Kraft:

$$P = 0{,}38 \cdot \left(\frac{6{,}307}{2} - \frac{6{,}307}{8}\right) = 0{,}9 \text{ t}.$$

$J_{erf} = 1{,}82 \cdot 0{,}9 \cdot 1{,}7^2 = 4{,}74$ cm⁴.

Vorhanden ein Winkeleisen von $55 \cdot 55 \cdot 6$ mm mit:

$J_{min} = 7{,}24$ cm⁴.

e) Randpfette (Schmales Endfeld).

Die Stützweiten sind geringer als in den normalen Feldern. Ausgeführt werden die gleichen Querschnitte wie dort, die ohne Nachweis auch hier ausreichend sind.

f) Randpfette (Breites Endfeld) (Fig. 75, Skz. 3).

Stützweite 8,4,

$p + g = 0{,}34$ t/m,

$w_x = 0{,}04$; $w_y = 0{,}016$; W_x oben 0,126,

W_x unten 0,099.

Gurtspannung im Obergurt:

$$S_{p+g} = \frac{0.34 \cdot 8{,}4 \cdot 8.40}{8 \cdot 1{,}7} = 1{,}77 \text{ t},$$

$$S_w = \frac{0{,}04 \cdot 8{,}4 \cdot 8{,}40}{8 \cdot 1{,}7} = 0{,}21 \text{ t}.$$

Gurtspannung im Untergurt:

$$S_{p+g} = 0{,}75 \cdot 1{,}66 = 1{,}33 \text{ t},$$
$$S_{w_x} = 0{,}75 \cdot 0{,}21 = 0{,}16 \text{ t}.$$

Biegungsmoment im Obergurt:

a) Vertikal (Träger auf 5 Stützen).

Über der Mittelstütze ist:

$$M_x = 0{,}24 \left(\frac{8{,}4}{4}\right)^2 \cdot 100 \cdot 0{,}0714 = 7{,}05 \text{ t/cm},$$
$$M_w = 0{,}04 \left(\frac{8{,}4}{4}\right)^2 \cdot 100 \cdot 0{,}0714 = 1{,}00 \text{ „}.$$

$$D_1 = 0{,}38 \cdot \left(\frac{8{,}4}{2} - \frac{8{,}4}{8}\right) \frac{2{,}7}{1{,}7} = 1{,}9 \text{ t}.$$

Grösste Spannung in Diagonale 2.

Vorhanden ist ein Winkeleisen von 45 · 45 · 5 mm mit

F netto = 3,65 qcm (Fig. 75, Skz. 2).

$$\sigma = \frac{1{,}90}{3{,}65} = 0{,}52 \text{ t/qcm}.$$

Druckkraft in der Vertikale V_0:

$$= 0{,}38 \cdot \frac{8{,}40 + 6{,}307}{2} = 2.8 \text{ t},$$

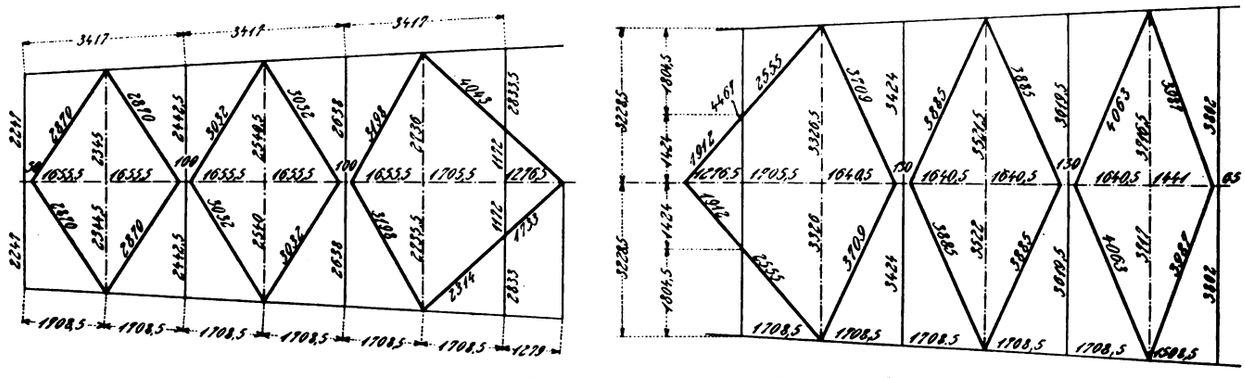


Fig. 74. Z. A.: Statische Berechnung zu einem Lokomotivschuppen.

b) horizontal (Träger auf 3 Stützen).

Über der Mittelstütze ist:

$$M_{y+z} = 1{,}42 \cdot \left(\frac{8{,}4}{2}\right)^2 \cdot \frac{100}{8} = 31{,}3 \text{ t/cm}.$$

Vorhanden ist wie früher Z NP. 10 mit

$$f = 14{,}5 \text{ qcm}$$
$$W_x = 14{,}0 \text{ cm}^3$$
$$W_y = 44{,}4 \text{ „}.$$

Demnach die Beanspruchung:

(ohne Wind):

$$\sigma = \frac{1{,}77}{14{,}5} + \frac{6{,}05}{14{,}0} = 0{,}122 + 0{,}43 = 0{,}556 \text{ t/qcm},$$

(mit Wind):

$$\sigma = 0{,}556 + \frac{0{,}21}{14{,}5} + \frac{1{,}0}{14{,}0} + \frac{31{,}3}{44{,}4} =$$
$$= 0{,}556 + 0{,}015 + 0{,}072 + 0{,}705 = 1{,}348 \text{ t/qcm}.$$

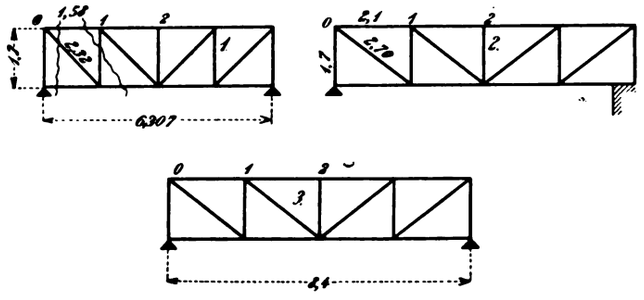


Fig. 75. Z. A.: Statische Berechnung zu einem Lokomotivschuppen.

Biegungsmoment im Untergurt:

$$M_w = 0{,}099 \cdot \left(\frac{8{,}4}{2}\right)^2 \cdot \frac{100}{8} = 21{,}9 \text{ t/cm}.$$

Vorhanden ist ein Winkeleisen von 80 · 80 · 10 mm mit

$$F_n = 13{,}1 \text{ qcm und } W_x = 15{,}5^3.$$

Demnach die Beanspruchung:

(ohne Wind): $\sigma = \frac{1{,}33}{13{,}1} = 0{,}101$ t/qcm,

(mit Wind): $\sigma = 0{,}108 + \frac{0{,}16}{13{,}1} + \frac{21{,}9}{15{,}5} =$

$= 0{,}115 + 0{,}015 + 1{,}34 = 1{,}453$ t/qcm ($< 1{,}6$).

$$J_{erf} = 1{,}82 \cdot 2{,}8 \cdot 1{,}7^2 = 14{,}75 \text{ cm}^4.$$

Vorhanden sind zwei Winkeleisen von 50 · 50 · 5 mm mit

$$J_{min} = 22 \text{ cm}^4.$$

Vertikale 1: $v_1 = 0{,}38 \cdot \left(\frac{8{,}4}{2} - \frac{8{,}4}{8}\right) = 1{,}2$ t

$$J_{erf} = 1{,}82 \cdot 1{,}2 \cdot 1{,}7^2 = 6.37.$$

Vorhanden ist ein Winkeleisen von 55 · 55 · 6 mm mit

$$J_{min} = 7{,}24.$$

2. Pfetten Nr. 1 bis 8. (Fig. 73, 74, 77 u. 78).

Belastungsbreiten (Fig. 76, Skz. 1 u. 2):

Pfette 1:

$$b_1 = \frac{(1{,}38 + 3{,}148)^2}{2 \cdot 3{,}148} = 3{,}26 \text{ m}.$$

Pfette 2:

$$b_2 = \frac{4{,}528}{3{,}148} \cdot \left(3{,}148 - \frac{5{,}528}{2}\right) + \frac{3{,}148}{2} = 2{,}849.$$

Pfette 3:

$$b_3 = \frac{3{,}148}{2} + \frac{4.296}{3{,}148}\left(3{,}148 - \frac{4.296}{2}\right) = 2{,}939.$$

Pfette 4:

$$b_4 = 4{,}296 \frac{4{,}296}{2 \cdot 3{,}148} = 2{,}930.$$

Alle normalen Pfetten sind in der Dachebene zweimal aufgehängt und zwar in den Drittelpunkten, die Endpfetten des schmalen Feldes erhalten nur eine Aufhängung, während die im breiten Endfeld deren 4 erhalten.

a) Pfette 1:

α) Normale Felder:

Stützweite 1 = 4,490 m.

Belastungen:

Eigengewicht und Schnee:

$$0{,}03 + (0{,}055 + 0{,}075)\frac{3{,}26}{0{,}921} = 0{,}49 \text{ t/m}$$

Winddruck ⊥ zur Dachfläche:

$$w = 0{,}023 \cdot \frac{3{,}26}{0{,}921} = 0{,}082 \text{ t/m (Fig. 76, Skz. 5)}.$$

Die Belastung p zerlegt sich nach 2 Seitenkräften p_x und p_y:

$$p_x = 0{,}49 \cdot 0{,}921 = \text{rd. } 0{,}45$$
$$p_y = 0{,}49 \cdot 0{,}389 = \text{rd. } 0{,}19.$$

Momente:

$$M_x = 0{,}45 \cdot 4{,}49 \cdot \frac{449}{8} = 103 \text{ t/cm.}$$

In Bezug auf die y-Achse ist die Pfette ein Träger auf 4 Stützen mit gleichen Stützmomenten. Nach Hütte I, Seite 470 (20. Aufl. 1908) ist das Moment in der Mitte des Mittelfeldes:

$$M_y = 0{,}18 \cdot \left(\frac{4.49}{3}\right)^2 \cdot 100 \cdot 0{,}025 = 1{,}01 \text{ t/cm,}$$

$$M_w = 0{,}082 \cdot 4{,}49 \cdot \frac{449}{8} = 20{,}6 \text{ t/cm.}$$

Vorhanden ist I 203/102 mit

$W_x = 228$ cm³,

$W_y = 29$ „ (Fig. 76, Skz. 3),

(ohne Wind):

$$\sigma_{ow} = \frac{106}{228} + \frac{1{,}01}{29} = 0{,}465 + 0{,}035 = 0{,}500 \text{ t/qcm,}$$

(mit Wind):

$$\sigma_{mw} = 0{,}485 + \frac{20{,}6}{228} = 0{,}500 + 0{,}090 = 0{,}590 \text{ „}$$

β) Schmales Endfeld.

Stützweite 2,8 m.

Trotz geringerer Stützweite kommt das gleiche Profil zur Ausführung wie in den normalen Feldern. Die Beanspruchung ist also geringer.

γ) Breites Endfeld.

Stützweite 8,4 m.

Belastungen wie unter 1.

Momente: $M_x = 0{,}42 \cdot 8{,}4 \cdot \frac{840}{8} = 3{,}71$ t/cm.

In der y-Richtung ist die Pfette ein Träger auf 6 Stützen, also im Mittelfeld:

$$M_y = 0{,}18 \cdot \left(\frac{8{,}4}{5}\right)^2 \cdot 100 \cdot 0{,}046 = 2{,}28 \text{ t/cm,}$$

$$M_w = 0{,}082 \cdot 8{,}4 \cdot \frac{840}{8} = 72{,}5 \text{ t/cm.}$$

Vorhanden ist I 203/152 Burb. mit

$W_x = 399$ cm³,

$W_y = 85{,}5$ cm³ (Fig. 76, Skz. 6).

Beanspruchung:

$$\sigma_{ow} = \frac{371}{399} + \frac{2{,}28}{85{,}5} = 0{,}930 + 0{,}027 = 0{,}957 \text{ t/qcm,}$$

$$\sigma_{mw} = 0{,}957 + \frac{72.5}{399} = 0{,}957 + 0{,}182 = 1{,}139 \text{ t/qcm.}$$

b) Pfette 2.

α) Normale Felder.

Stützweite 4,88 m.

Belastungen:

Durch Eigengewicht und Schnee:

$$p = 0{,}03 + 0{,}13 \cdot \frac{2.849}{0{,}921} = \text{rd. } 0{,}41 \text{ t/m,}$$

$p_x = 0{,}41 \cdot 0{,}921 = \text{rd. } 0{,}38$ t/m,

$p_y = 0{,}41 \cdot 0{,}389 = \text{rd. } 0{,}16$ „ ,

$$w = 0{,}023 \cdot \frac{2849}{0{,}921} = \text{rd. } 0{,}068 \text{ t/m.}$$

An dieser Pfette greifen auch die Aufhängungen der Rauchrohre an und zwar durch zwei Zugstangen, die in den Drittelpunkten, wo auch die Aufhängepunkte der Pfetten liegen, befestigt sind.

Auf diese Pfette kommt nach dem Hebelgesetz:

$$P = \frac{1{,}2 \cdot 2{,}4475}{3{,}1475} = 0{,}93 \text{ t (Fig. 76, Skz. 4.)}$$

Diese Kraft verteilt sich auf zwei Einzellasten:

$$\frac{P}{2} = 0{,}465 \text{ t,}$$

nach den beiden Richtungen zerlegt, gibt:

$$\left(\frac{P}{2}\right) x = 0{,}465 \cdot 0{,}921 = 0{,}43 \text{ t,}$$

$$\left(\frac{P}{2}\right) y = 0{,}465 \cdot 0{,}389 = 0{,}18 \text{ t.}$$

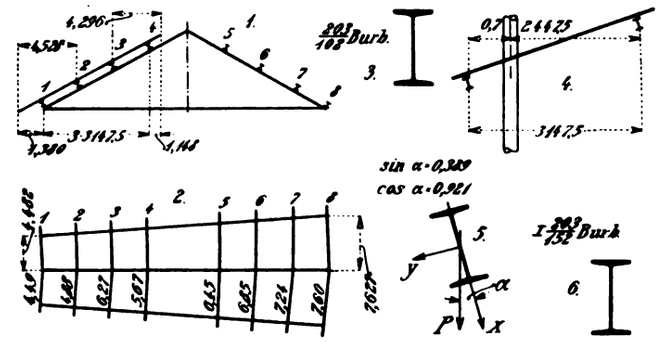


Fig. 76. Z. A.: Statische Berechnung zu einem Lokomotivschuppen.

Momente:

$$M_x = 0{,}43 \cdot \frac{488}{3} + 0{,}38 \cdot 4{,}88 \cdot \frac{488}{8} = 70 + 113 = 183 \text{ t/cm,}$$

$$M_y = 0 + 0{,}16 \cdot \left(\frac{4{,}88}{3}\right)^2 \cdot 100 \cdot 0{,}025 = 1{,}06 \text{ t/cm,}$$

$$M_w = 0{,}068 \cdot \frac{488}{8} \cdot 4{,}88 = 20{,}3 \text{ t/cm.}$$

Vorhanden ist I-Profil 203/102 Burb. mit

$W_x = 228$ cm³; $W_y = 29$ cm³.

Beanspruchung:

$$\sigma_{ow} = \frac{183}{228} + \frac{1{,}06}{29} = 0{,}804 + 0{,}037 = 0{,}841 \text{ t/qcm,}$$

$$\sigma_{mw} = 0{,}841 + \frac{20{,}3}{228} = 0{,}841 + 0{,}089 = 0{,}930 \text{ „ .}$$

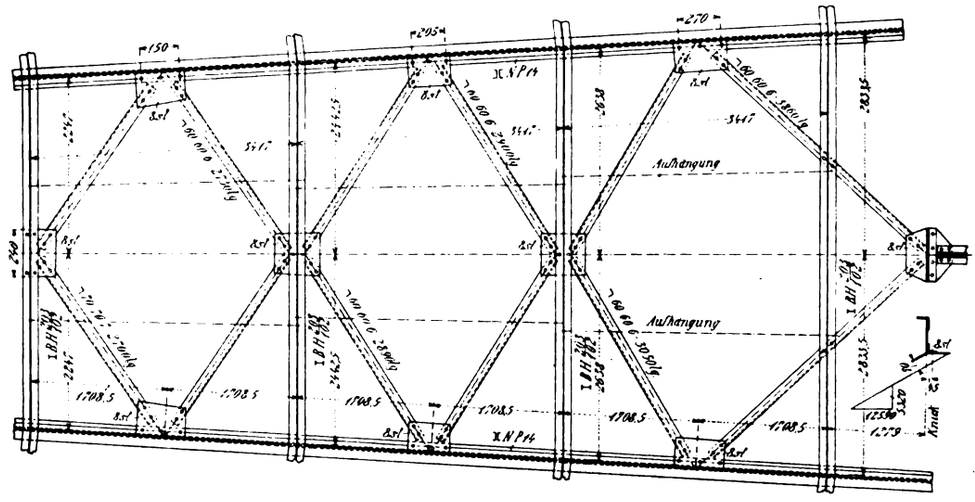


Fig. 77. Z. A.: Statische Berechnung zu einem Lokomotivschuppen.

β) Schmales Endfeld.

Stützweite 3,15 m.

Belastung wie bei 1, jedoch ohne Rauchrohr.

Momente: $M_x = 0{,}38 \cdot 3{,}15 \cdot \frac{315}{8} = 47{,}3$ t/cm.

In der y-Richtung ist die Pfette ein Träger auf 5 Stützen, also in der Mitte:

$$M_y = 0{,}16 \cdot \frac{315}{8} \cdot 3{,}15 = 1{,}99 \text{ t/cm,}$$

$$M_w = 0{,}068 \cdot \frac{315}{8} \cdot 3{,}15 = 8{,}45 \text{ „ .}$$

Vorhanden ist I-Profil 203/102 Burb. mit

$$W_x = 228 \text{ cm}^3; \quad W_y = 29 \text{ cm}^3.$$

Beanspruchung:

$$\sigma_{o\,w} = \frac{4{,}73}{228} + \frac{1{,}99}{29} = 0{,}208 + 0{,}060 = 0{,}277 \text{ t/qcm},$$

$$\sigma_{m\,w} = 0{,}277 + \frac{8{,}45}{228} = 0{,}277 + 0{,}037 = 0{,}314 \text{ „ .}$$

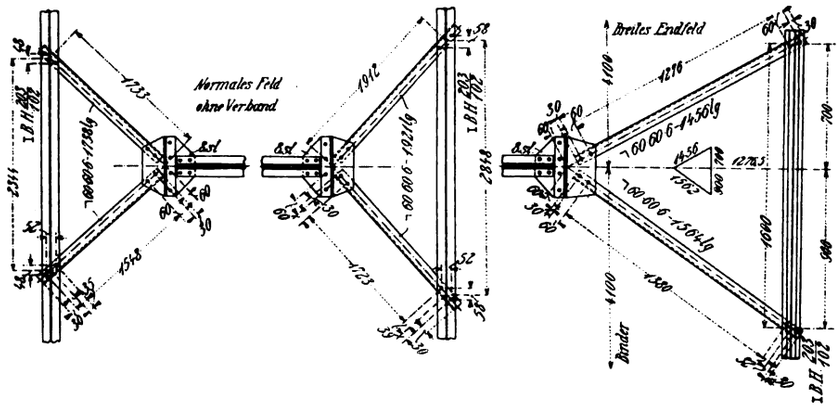


Fig. 78. Z. A.: Statische Berechnung zu einem Lokomotivschuppen.

γ) **Breites Endfeld.**

Stützweite $l = 8{,}4$ m.

Belastungen:

Durch Eigengewicht und Schnee:

$$p = 0{,}045 + 0{,}13 \cdot \frac{2{,}849}{0{,}921} = 0{,}425 \text{ t/m},$$

$$p_x = 0{,}425 \cdot 0{,}921 = 0{,}39 \text{ t/m},$$

$$p_y = 0{,}425 \cdot 0{,}389 = 0{,}165 \text{ „ ,}$$

durch Wind: $w = 0{,}068$ „ .

Das Rauchrohr hängt, wie die in den normalen Feldern $4{,}88 : 2 = 2{,}44$ m. Die Aufhängungen der Rohre sind nach den benachbarten Aufhängungen der Pfetten geführt.

Bagger.

Von **G. Hagemann**, Ingenieur.

Mit Abbildung, Fig. 79.

Zusammenfassung. Es werden Vorschläge für die Umkonstruktion der gebräuchlichen Kettenbagger gemacht. Der vorgeschlagene Typ ist derart gedacht, daß die Kette über die Ecken eines Dreiecks läuft, dessen Seitenlängen so gewählt werden können, daß der zu beladende Wagen durch das Dreieck oder auch an beliebiger Stelle an ihm vorüber geführt werden kann.

Während meiner Auslandspraxis habe ich die verschiedenartigsten Excavatoren bezw. Trocken-Löffel-Bagger gebaut, die in Deutschland bei Abräumarbeiten in der Regel durch Ketten-Eimer-Bagger ersetzt werden. Letztere kommen für abfallende, die Löffelbagger für anfallende Abräumarbeiten in Anwendung.

Der Unterschied zwischen beiden liegt in der Art der Antriebmaschine, welche bei kontinuierlichem Eimerbetrieb die einfachere Bedienung besitzt. Um obige Arbeiten im Sommer oder bei nassem Wetter erträglicher zu machen, habe ich eine Bauart festgelegt, die eine schnellaufende Kette darstellt, an welcher je nach Bodenart und Härte desselben verschiedengestaltete Messer und Schaufeln angeschraubt werden. Je nach Bodenart liegen mehrere solcher Ketten nebeneinander, durch und über drei Trommeln, Fig. 79 geleitet, welche letztere von einem Elektromotor angetrieben werden.

Je nachdem das Material, welches geschnitten und gefördert werden soll, mehr oder weniger steinreich ist, ist auch die Geschwindigkeit der Ketten verschieden. Alsdann ist der Bagger zugleich Auslese- und Zerkleinerungsmaschine.

Wie in Skz. 5 bis 7 Fig. 79 dargestellt, fällt das Fördergut in die daneben aufgestellten oder in die durch den Bagger geschobenen Wagen. Demzufolge kann man die Kette auf abfallendes und oder auch auf anfallendes Gut arbeiten lassen.

Beisp. bei 1 m Trommelbreite erlauben die Messer das Fördergut aufzuschneiden, der nächste Teil der Trommel als Kaliberkette zerkleinert dasselbe und der dritte und letzte Teil der Kette, als Schaufel ausgebildet, räumt ab. Bei langen schmalen Kanälen arbeiten mehrere Maschinen hintereinander, deren Trommeln je so breit sind als es die Kanalbreite erfordert.

Für 1 m Kanalbreite erhält man, wenn ein Profil von 1 m × 2½ m Tiefe zu baggern ist, pro Stunde 55 cbm = 5 Waggons bei 38 cm Vorschub/min. oder 1 km/Std.

Einer der bei Kanälen und Eisenbahnbauten beschäftigten Bagger mit Löffelbetrieb leistet pro Tag 1500 cbm, der kleine hier abgebildete dagegen deren nur 550 cbm pro Tag.

Die Antriebskraft eines großen Baggers ist = 20 bis 30 PS maximal, die des Schnellbaggers = 5 bis 6 PS. Wenn der Antrieb elektrisch erfolgt, und die elektrische KW-Stunde 15 Pf. kostet, dann wird bei einem Preise des Baggers von 6000 M. und einem Mann zur Bedienung der Kilometer Kanal mit 1 m × 2½ m Querschnitt in Ackerboden, Kies usw. ohne grobe Steinablagerungen für 3 M. pro Stunde herzustellen sein, 1 cbm somit 5 Pf. kosten. Bei Dampfmaschinen ist z. B. in Kohlengruben die Betriebskraft billiger, da dort die Befeuerung umsonst (? Die Red.) ist.

Ich beabsichtigte diesen Bagger auch zum Ausschneiden von Torfkanälen zu verwenden, zum Entwässern von Torfabraum und Trockenlegen von kohlenhaltigen Erden. Die Entwässerung durch Pumpe und durch die natürliche Luftgeschwindigkeit liefert die Querschnitte zum Brechen und Abräumen, die man zum schnellen Füllen der Drahtseilbahnwagen braucht.

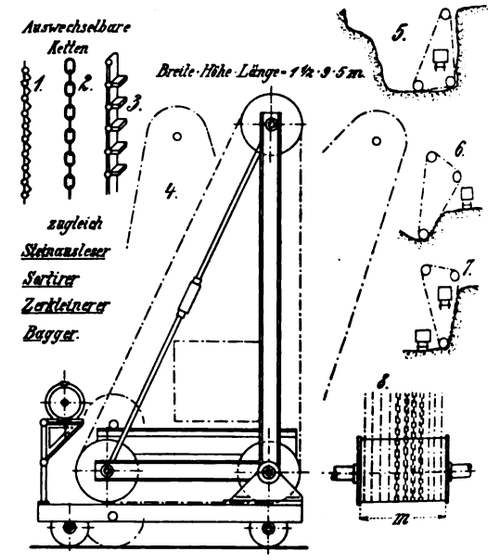


Fig. 79. Z. A.: Bagger.

Bei keinem anderen Betriebe spielt die Zeit, Oberflächenbeschaffenheit und Witterung eine solche große Rolle, als bei Abraum- und Bergwerksarbeiten über Tage. Nirgends sind die Anschaffung und die Instandhaltung der der gröbsten Abnutzung ausgesetzten Maschinen von so großer Bedeutung. Daher macht sich hier eine kleine billige Maschine ebenso bezahlt als eine große, welche zu ihrer Bewegung eine viel größere Kraft und Zeit braucht als es mit den oft jahrelangen Stilliegen und an sich schlechten Nutzeffekten dieser Maschinen vereinbar ist.

Auch im Kolonialdienst, für den ja die meisten dieser Maschinen bestimmt sind und wo die langen Transporte eine billige und leistungsfähige Maschine, wie sie in der Fig. 79 dargestellt ist, verlangen, machen sich ähnliche Konstruktionsprinzipien immer mehr geltend, man weiß eben da, daß die einfachste und dabei leistungsfähigste Maschine, auch die billigste und — wenn sie daraufhin zugeschnitten war, auch beweglichste ist.

Triebwerke und Maschinen-Elemente

Branchen-Ausgabe V des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur".

Schriftleitung: Ingenieur F. Wilcke, Leipzig.

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Beitrag zur Ermittelung der Tragfähigkeit zusammengesetzter Biegungsfedern.

Mit Abbildungen, Fig. 2 bis 4.

Wird ein prismatischer Balken bezw. Träger (Freiträger) mit einem Ende in horizontaler Lage eingespannt (eingemauert) und wirkt am freien (anderen) Ende desselben normal zur geometrischen Achse des Balkens eine Last Q, so wird durch diese Belastung der Balken auf Biegung beansprucht. Der ursprüngliche geradlinige Freiträger Fig. 3, Skz. 1 nimmt dann die in Fig. 3, Skz. 2 dargestellte Form an.

Durch die Biegung des Trägers werden die an der oberen (konvexen) Seite liegenden Fasern verlängert (ausgedehnt) und die an der unteren (konkaven) Seite liegenden Fasern werden verkürzt (zusammengedrückt). Die Verlängerungen bezw. Verkürzungen und die durch dieselben bewirkten Spannungen in den einzelnen Fasern sind um so größer, je näher die Fasern der äußeren Begrenzung des Balkens liegen. Mithin erleidet die äußerste Faserschicht der unteren Seite die stärkste Verkürzung und die äußere Faserschicht der oberen Seite die stärkste Verlängerung.

Zwischen den gezogenen und den gedrückten Fasern liegt aber eine spannungslose Faserschicht, welche weder eine Verlängerung noch eine Verkürzung erleidet. Diese spannungslose Faserschicht, welche bei prismatischen Trägern in der Mitte liegt, wird mit neutraler Faserschicht oder elastischer Fläche bezeichnet.

Infolge der Verlängerungen bezw. Verkürzungen werden in jeder Faserschicht Spannungen erzeugt, welche den durch die Biegung hervorgebrachten Formänderungen entgegenwirken und das Bestreben haben, den Träger, sobald die Wirkung der Biegekraft Q aufhört, wieder in seine ursprüngliche Lage zu bringen. Die Längenänderungen jedes einzelnen Faserschnittes verhalten sich aber wie ihre Abstände von der neutralen Schicht. Nach dem Elastizitätsgesetze ist aber „die Spannung proportional der Längenänderung"; folglich verhalten sich auch die Spannungen der einzelnen Faserschichten wie ihre Abstände von der neutralen Schicht.

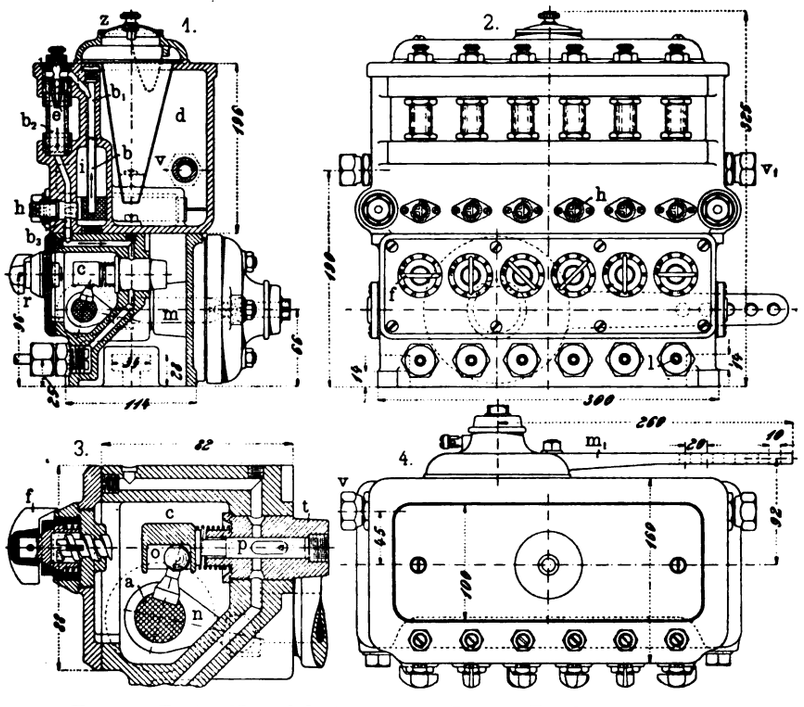


Fig. 1. Z. A.: Neue Schmierpumpen „Bauart Friedmann". Seite 4.

Bezeichnet man den Abstand der Faser EF von der neutralen Schicht mit Z, die Spannung dieser Faser pro qmm des Querschnittes mit S, den Abstand der Faser CD von der neutralen Schicht mit z und die Spannung dieser Faser pro qmm des Querschnittes mit s, so verhält sich nach vorstehendem Gesetz:

$$s : S = z : Z \text{ oder } s = \frac{S \cdot z}{Z}$$

d. h.: die Größe der Zug- oder Druckspannung in irgend einer Faser eines auf Biegung beanspruchten Freiträgers ist proportional dem Abstande der Faser von der neutralen Schicht.

Die totale Spannung einer im Abstande z von der neutralen Schicht befindlichen Faser ergibt sich, wenn man die Spannung pro qmm der Querschnittsfläche mit der Anzahl der qmm der Querschnittsfläche multipliziert, d. h. bezeichnet man den Flächeninhalt der Querschnittsfläche des Streifens CD, welcher in der Entfernung z von der Neutralen liegt, mit f, Fig. 3, Skz. 3, so ist die gesamte Spannung dieser Faserschicht:

$$sf = \frac{S \cdot z}{Z} \cdot f \quad \ldots \ldots \ldots \quad 1.$$

Betrachten wir nun das abgeschnittene Stück des Balkens Fig. 4, Skz. 2, so wirken oberhalb der Neutralen GH die Faserspannungen nach dem eingemauerten Ende (links) und unterhalb derselben nach dem freien (belasteten) Ende zu (rechts). Die Summe dieser Kräfte muß aber gleich Null sein, d. h.:

$$\Sigma(sf) = 0.$$

Nach Gleichung 1 ist aber $sf = \frac{S \cdot z}{Z} \cdot f$, folglich ergibt sich auch:

$$\Sigma\left(\frac{S \cdot z}{Z} \cdot f\right) = 0 \text{ oder}$$

$$\Sigma\left(\frac{S}{Z} \cdot z \cdot f\right) = 0 \quad \ldots \quad 2.$$

Da die Größe $\frac{S}{Z}$ nicht Null sein kann, aber ein gemeinschaftlicher Faktor der unter dem Summenzeichen stehenden Glieder ist, so kann die Größe vernachlässigt werden, folglich:

$$\Sigma(z \cdot f) = 0 \quad \ldots \quad 3.$$

Aus dieser Gleichung geht hervor, daß die algebraische Summe der statischen Momente aller Flächenteilchen in bezug auf die Linie GH, welche neutrale Achse genannt wird, gleich Null ist. Wenn aber die algebraische Summe der statischen Momente gleich Null ist, so muß sich der Balken im Gleichgewicht befinden. Die neutrale Achse muß also durch den Schwerpunkt gehen oder die neutrale Achse eines Querschnittes ist die horizontale Schwerlinie desselben. Ferner muß auch demnach die neutrale Faserschicht durch die Schwerpunkte sämtlicher Querschnittsflächen hindurchgehen.

Nach den Gewichtsbedingungen muß aber auch die algebraische Summe der statischen Momente sämtlicher Kräfte, welche auf das abgetrennte Balkenstück, Fig. 4, Skz. 2, wirken, in bezug auf die neutrale Achse GH gleich Null sein. Demnach muß auch das statische Moment der nach der einen Seite drehenden Kräfte gleich der Summe der nach der andern Seite drehenden Kräfte sein.

Die Kraft Q mit dem Hebelarm a sucht eine Drehung um den Punkt N in der Richtung des Pfeiles, Fig. 4, Skz. 1, (rechts herum). Alle Fasserspannungen dagegen, von welchen jede für sich allein an dem Hebelarm z_1, z_2, z_3 . . . z_n wirkt, rufen eine Drehung um den Punkt N in entgegengesetztem Sinne des Pfeils der Kraft Q, Fig. 4, Skz. 1, (links herum) hervor.

Da aber sämtliche Faserspannungen innere Kräfte sind und die Last Q eine äußere Kraft ist, so muß selbstverständlich im Falle des Gleichgewichtes das statische Moment der inneren Kräfte gleich dem Moment der äußeren Kraft Q sein.

Die Kraft Q mit ihrem Hebelarm a erzeugt aber das Biegungsmoment oder Kraftmoment oder Moment der äußeren Kraft:

$$M_a = Q \cdot a \quad \ldots\ldots\ldots \quad 3a.$$

Die in jedem Flächenelement f herrschenden Spannungen (inneren Kräfte) sind aber:

$$\frac{S \cdot z_1}{Z} \cdot f, \quad \frac{S \cdot z_2}{Z} \cdot f, \quad \frac{S \cdot z_3}{Z} \cdot f, \quad \frac{S \cdot z_4}{Z} \cdot f, \quad \ldots \quad \frac{S \cdot z_n}{Z} \cdot f,$$

welche an den Hebelarmen z_1, z_2, z_3, z_4 ... z_n wirken; sie erzeugen das Spannungsmoment oder Moment der inneren Kräfte:

$$\frac{S \cdot z_1}{Z} \cdot f \cdot z_1 + \frac{S \cdot z_2}{Z} \cdot f \cdot z_2 + \frac{S \cdot z_3}{Z} \cdot f \cdot z_3 + \frac{S \cdot z_4}{Z} \cdot f \cdot z_4 + \ldots \frac{S \cdot z_n}{Z} \cdot f \cdot z_n$$

$$\text{oder: } \Sigma\left(\frac{S \cdot z}{Z} \cdot f \cdot z\right) \quad \text{oder: } \Sigma\left(\frac{S \cdot z^2}{Z} \cdot f\right)$$

$$\text{oder: } \frac{S}{Z} \cdot \Sigma(f \cdot z^2).$$

Soll Gleichgewicht stattfinden, so muß dieses Spannungsmoment gleich dem Biegungsmoment der Kraft Q sein, d. h.:

$$M_a = Q \cdot a = \frac{S}{Z} \Sigma(f \cdot z^2) \quad \ldots\ldots\ldots \quad 5.$$

Der Ausdruck $\Sigma (f \cdot z^2)$, welcher von der Lage der Flächenelemente f oder kurz von der Form des Querschnittes abhängig ist, wird in bezug auf die neutrale Achse mit Trägheitsmoment bezeichnet und heißt in Worten:

„Das Trägheitsmoment ist die Summe aller Produkte aus den einzelnen Flächenelementen der Querschnittsfläche multipliziert mit den Quadraten ihrer Abstände von der neutralen Achse (Drehachse)."

Wird das Trägheitsmoment mit J bezeichnet, so kann man für Gleichung 5 auch schreiben: $Q \cdot a = \frac{S}{Z} \cdot J$ . . . . . 6.

Aus dieser Gleichung (Biegungsmoment der Kraft Q ist gleich dem Spannungsmoment des Querschnittes) ist ersichtlich, wie der Balken an der Stelle, an welcher die Wirkung die stärkste war, auf absolute Festigkeit beansprucht wird.

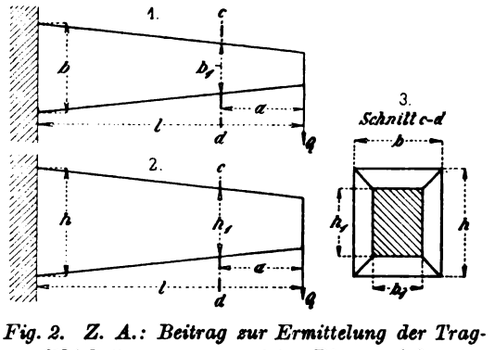


Fig. 2. Z. A.: Beitrag zur Ermittelung der Tragfähigkeit zusammengesetzter Biegungsfedern.

Das Biegungsmoment M der Kraft Q ist aber von der Länge des Hebelarmes a abhängig; mithin hat das Biegungsmoment M in jedem Querschnitt des Balkens einen andern Wert, und zwar wird M um so größer, je länger der Hebelarm a ist, oder mit andern Worten, je weiter der Querschnitt von dem Angriffspunkt der Last Q entfernt liegt. Je kleiner aber der Hebelarm ist, d. h. je näher die Querschnittsfläche dem Angriffspunkt der Last Q liegt, desto kleiner wird S.

Den größten Wert erreicht M, wenn der Hebelarm a der Kraft Q gleich der Länge l des Balkens ist, d. h. in demjenigen Querschnitt, welcher an der Befestigungsstelle des Balkens liegt. Demnach ist das Maximalmoment des Balkens:

$$M_{max} = Q \cdot l \quad \ldots\ldots\ldots \quad 7.$$

Die Stelle, an welcher das Biegungsmoment M ein Maximum wird, d. l. an der Einmauerungsstelle des Balkens, nennt man Bruchstelle und den zugehörigen Querschnitt den gefährlichen Querschnitt.

Aus Gleichung 6 ergibt sich die größte Spannung, welche in einem Querschnitt vorkommt: $S = \frac{Q \cdot a \cdot Z}{J}$ . . . . . 8.

Ist Q · a und Z positiv, so ist S eine Zugspannung; ist aber eine von den Größen Q · a und Z positiv und die andere negativ, dann ist S eine Druckspannung.

Nun ist aber die Spannung S von dem Moment der Kraft Q abhängig, folglich hat die in jedem Querschnitt auftretende größte Spannung an den einzelnen Stellen des Balkens verschiedene Größe, und zwar wird S um so größer, je länger der Hebelarm a ist, oder mit anderen Worten, je weiter der Querschnitt von dem Angriffspunkt der Last Q entfernt liegt. Je kleiner aber der Hebelarm a ist, d. h. je näher die Querschnittsfläche dem Angriffspunkt der Last Q liegt, desto kleiner wird S. Den größten Wert erreicht S, wenn der Hebelarm a der Kraft Q gleich der Länge l des Balkens ist, d. h. in denjenigen Querschnitt, welcher an der Einmauerungsstelle des Balkens liegt.

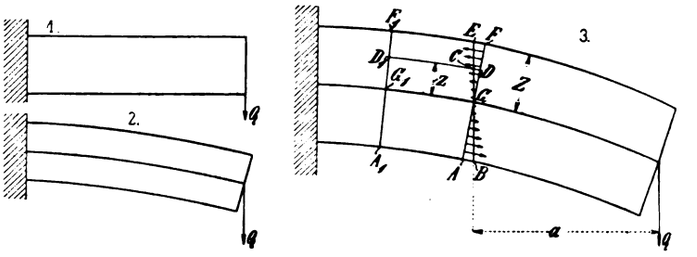


Fig. 3. Z. A.: Beitrag zur Ermittelung der Tragfähigkeit zusammengesetzter Biegungsfedern.

Wird für a, l in Gleichung 6 eingesetzt, so ergibt sich:

$$Q \cdot l = \frac{S}{Z} \cdot J \quad \ldots\ldots\ldots \quad 9.$$

d. h. Gleichgewicht findet bei einem auf Biegung in Anspruch genommenen Körper statt, wenn das Produkt aus Kraft und dem dazu gehörigen Hebelarm gleich dem Trägheitsmoment des betreffenden Querschnittes ist, dividiert durch den Abstand der am stärksten gespannten Faser (äußere Faser) mal der kleineren der beiden zulässigen Belastungen gegen Zug bezw. Druck.

Der Wert $\frac{J}{Z}$, welcher ebenfalls von der Form des Querschnittes abhängig ist, wird mit W bezeichnet und heißt der Querschnittsmodul oder Querschnittskoeffizient oder das Widerstandsmoment, d. h.: $W = \frac{J}{Z}$ . . . . . 10.

Demnach läßt sich Gleichung 9 auch schreiben:

$$Q \cdot l = W \cdot S \quad \ldots\ldots\ldots \quad 11.$$

oder

$$M = W \cdot S \quad \ldots\ldots\ldots \quad 12.$$

d. h.: in jedem Querschnitt eines gebogenen Körpers findet zwischen den äußeren und inneren Kräften Gleichgewicht statt, wenn die Momentensumme sämtlicher äußeren Kräfte in bezug auf den betrachteten Querschnitt, gleich dem Produkte der größten Spannungen und dem Widerstandsmomente des Querschnittes ist.

Dieses Gesetz ist das Fundamentalgesetz der Biegungsfestigkeit, welches mathematisch in Gleichung 12 ausgedrückt ist.

Aus Gleichung 11 ergibt sich ferner die größte zulässige Belastung bezw. Tragkraft: $Q = \frac{W \cdot S}{l}$ . . . . . 13.

worin S der Sicherheitskoeffizient der Biegungsfestigkeit ist.

Der erforderliche Querschnitt des Trägers braucht also nur an der Befestigungsstelle vorhanden zu sein; alle übrigen Querschnitte können geringere Abmessungen erhalten, und zwar können dieselben um so kleiner sein, je weiter sie von der Befestigungsstelle entfernt sind.

Sollen aber alle Querschnitte eines an dem einen Ende eingespannten und am anderen Ende belasteten Balkens gleichen Widerstand besitzen, so daß der Bruch in jedem Querschnitt erfolgen kann, so erhält man einen Balken, dessen Querschnitte von der

Einmauerungsstelle nach dem freien Ende (belasteten Ende) zu abnehmen, Fig. 2, Skz. 1 bis 3. Bezeichnet man die Höhe eines solchen Balkens an der Einmauerungsstelle mit h, die Breite mit b und die Höhe im Abstande a vom freien Ende mit h_1 und die Breite mit b_1, so ist für den Querschnitt an dieser Stelle (im Abstande a vom freien Ende des Balkens) das Biegungsmoment nach Gleichung 3a: $M_a = Q \cdot a$.

Bekanntlich ist aber das Trägheitsmoment J eines Rechtecks von der Höhe h und der Breite b in bezug auf die neutrale Achse:

$$J = \frac{1}{12} b \cdot h^3 \quad \ldots\ldots 14.$$

und von der Höhe h_1 und der Breite b_1:

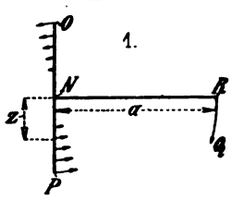
$$J = \frac{1}{12} b_1 \cdot h_1^3 \quad \ldots\ldots 15.$$

Das Widerstandsmoment desselben Rechtecks ist nach Gleichung 10: $W = \frac{J}{Z}$.

Z ist aber hier für den Querschnitt an der Einmauerungsstelle gleich $\frac{1}{2}$ h und für den Querschnitt im Abstande a vom freien Ende des Balkens gleich $\frac{1}{2} h_1$.

Setzt man nun die Werte für J und Z in Gleichung 10 ein, so ergibt sich, wenn Z gleich $\frac{1}{2}$ h ist:

$$W = \frac{\frac{1}{12} b \cdot h^3}{\frac{1}{2} h}, \quad \text{oder} \quad W = \frac{1}{6} b \cdot h^2 \quad \ldots\ldots 16.$$



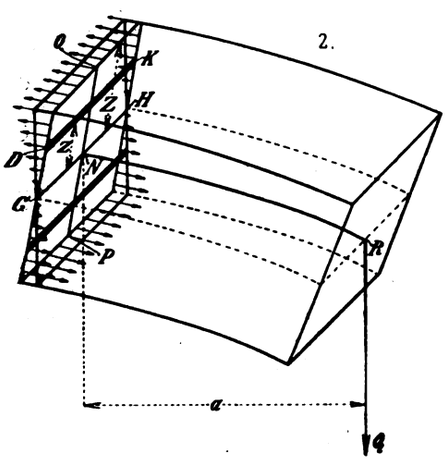


Fig. 4. Z. A.: Beitrag zur Ermittelung der Tragfähigkeit zusammengesetzter Biegungsfedern.

und wenn $Z = \frac{1}{2} h_1$ ist:

$$W = \frac{\frac{1}{12} b_1 \cdot h_1^3}{\frac{1}{2} h_1}$$

oder

$$W = \frac{1}{6} b_1 \cdot h_1^2 \quad . \quad 17.$$

Setzt man nun ebenfalls die Werte für J und Z in Gleichung 8 ein, so ergibt sich die größte Spannung, welche im Querschnitt cd Fig. 2, 1 bis 3 vorkommt:

$$S = \frac{Q \cdot a \cdot \frac{1}{2} h_1}{\frac{1}{12} \cdot b_1 \cdot h_1^3}$$

oder

$$S = \frac{6 Q \cdot a}{b_1 \cdot h_1^2} \quad . \quad . \quad 18.$$

(Schluß folgt.)

Transmissions-Kugellager „Bauart Fischer".

Mit Abbildung, Fig. 5 u. 6.

Zusammenfassung. Das Lager kennzeichnet sich durch einen Zellenkorb aus zwei durch Bolzen fest verbundenen Ringen; das Gehäuse ist zweiteilig; die Abdichtung gegen die Welle erfolgt durch Filzringe.

Das sog. Fischersche Kugellager, Figur 5, kennzeichnet sich durch den patentierten Zellenkorb für die Kugeln. Dieser Korb besteht aus zwei Ringen, die durch kugelig gepreßte Zwischenstüke in gewissen Abständen mit einander verbunden sind, derart, daß, die zwischen den beiden Ringen und den Zwischenstücken lagernden Kugeln sicher und doch leicht beweglich geführt sind.

Der Zellenkorb a ist aus Fig. 6 ersichtlich. Dieselbe Figur zeigt auch den inneren (b) und den äußeren (c) Laufring, sowie die geteilte Spannhülse d. Diese trägt wie üblich Gewinde, um sie mittels Ringmutter auf der Welle festklemmen zu können.

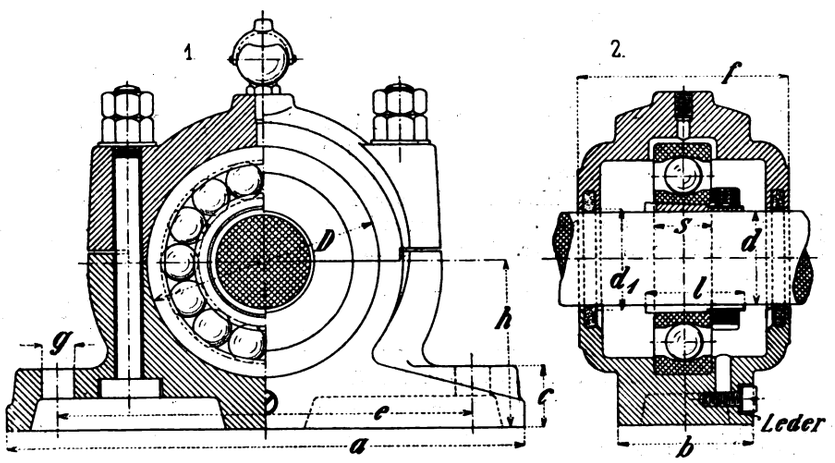


Fig. 5. Z. A.: Transmissions-Kugellager „Bauart Fischer".

Tabelle der geteilten Stehkugellager mit Spannhülse.

a) Leichter Typ.

Maße der Stehlager in mm (vgl. Fig. 5).											für Schrauben
d	D	s	l	d_1	f	h	a	b	c	e	g
20	52	15	30	21	65	45	140	45	15	110	3/8"
25	62	16	32	26	80	55	175	55	20	140	7/16"
30	72	17	35	31	80	55	175	55	20	140	7/16"
35	80	18	36	36	90	65	215	65	25	175	1/2"
40	85	19	37	41	90	65	215	65	25	175	1/2"
45	90	20	39	46	90	65	215	65	25	175	1/2"
50	100	21	41	51	100	80	250	65	30	200	5/8"
55	110	22	43	56	100	80	250	65	30	200	5/8"
60	120	23	45	61	115	95	285	75	35	235	5/8"
65	130	25	48	66	115	95	285	75	35	235	5/8"
70	140	26	50	71	120	105	340	80	40	270	3/4"
75	150	28	53	76	120	105	340	80	40	270	3/4"
80	160	30	56	81	130	120	370	90	40	300	7/8"
85	170	32	60	86	130	120	370	90	40	300	7/8"
90	180	34	63	91	140	130	420	100	45	340	1"
95	190	36	66	96	140	130	420	100	45	340	1"
100	200	38	70	101	150	145	460	110	50	380	1"

b) Mittlerer Typ.

20	62	17	33	21	80	55	175	55	20	140	7/16"
25	72	19	37	26	80	55	175	55	20	140	7/16"
30	80	21	39	31	80	65	215	65	25	175	1/2"
35	90	23	42	36	90	65	215	65	25	175	1/2"
40	100	25	44	41	100	80	250	65	30	200	5/8"
45	100	27	47	46	100	80	250	65	30	200	5/8"
50	130	31	55	51	115	95	285	75	35	235	5/8"
55	140	33	58	56	120	115	340	80	40	270	3/4"
60	150	35	61	61	120	115	340	80	40	270	3/4"
65	160	37	65	66	130	120	370	90	40	300	7/8"
70	170	39	68	71	130	120	370	90	40	300	7/8"
75	180	41	71	76	140	130	420	100	45	340	"
80	190	43	74	81	140	130	420	100	45	340	1"
85	200	45	77	86	150	145	460	110	50	380	1"
90	215	47	80	91	150	145	460	110	50	380	1"
95	225	49	83	96	170	155	515	120	55	425	1 1/8"
100	240	50	85	101	170	155	515	120	55	425	1 1/8"

Das Gehäuse des Lagers wird zweiteilig in der aus Fig. 6 ersichtlichen Art und in den Abmessungen der nachstehenden

Tabelle ausgeführt. Die Schrauben, welche Decke und Unterteil zusammenhalten, haben in den Bohrungen etwas Spiel, ebenso ist seitlich am Unterteil des Gehäuses die übliche Ablaßschraube für das Öl vorgesehen; sie wird durch eine Lederbeilage abgedichtet, während zur Abdichtung des Ölbehälters gegen die Welle Filzringe angewandt werden. Gegenmuttern verhindern das selbsttätige Lösen der Schraubenmuttern.

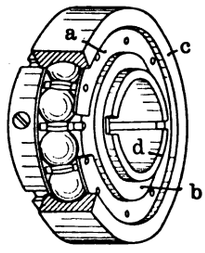


Fig. 6. Z. A.: Transmissions-Kugellager „Bauart Fischer".

Wie man sieht läßt sich das Lager leicht einstellen, schmiert sich selbsttätig, braucht nur wenig Wartung, auch seine Montage ist einfach und das Aussehen kann ebenfalls als ein gefälliges bezeichnet werden.

Es bedarf wohl keines Hinweises, daß stets nur die Gehäuse, nie aber die eingebauten Laufringe der Lager geteilt sind.

Eine Tabelle der Transmissions-Stehlager Fig. 5 der ersten automatischen Gußstahl-Kugelfabrik von Friedr. Fischer in Schweinfurt findet sich umstehend.

Neue Schmierpumpen, „Bauart Friedmann".

Mit Abbildungen, Fig. 1 u. 7.

Zusammenfassung. Die Schmierpumpe gehört zur Gruppe der ventillosen Pumpen; der Kolben ist für eine Bewegung im Sinne seiner Achse und eine solche senkrecht dazu eingerichtet; sie wird als stehende und liegende Pumpe ausgeführt und gestattet es, die ausfließende Ölmenge zu regeln.

Obgleich die Friedmannschen Schmiereinrichtungen seit Jahren in der Praxis eingeführt sind, und, man darf es dreist behaupten, sich auch bewährt haben, hat es sich der Genannte doch nicht nehmen lassen, diesen älteren Typen noch einige neue hinzuzufügen.

Die durch die Abbildungen, Fig. 1 und 7 nach Zeichnungen im „Portef. des machines" veranschaulichten Neukonstruktionen kennzeichnen sich besonders dadurch, daß sie zur Gruppe der ventillosen Pumpen gehören. — Im speziellen ist die Pumpe Fig. 7 zur Verwendung an Automobilen, die Fig. 1 für Lokomotiven bestimmt. Der Kolben ist bei beiden mit zwei Bewegungen ausgerüstet; das eine Mal bewegt er sich im Sinne seiner Achse, das andere Mal im Sinne senkrecht zu dieser Achse. In den Kolben ist dann weiter ein kranzförmiger Einschnitt gemacht, der auf derjenigen Seite liegt, von wo das Öl angesaugt wird. Im Augenblick der Druckwirkung dreht sich dieser Einschnitt in der Richtung der Druckseite.

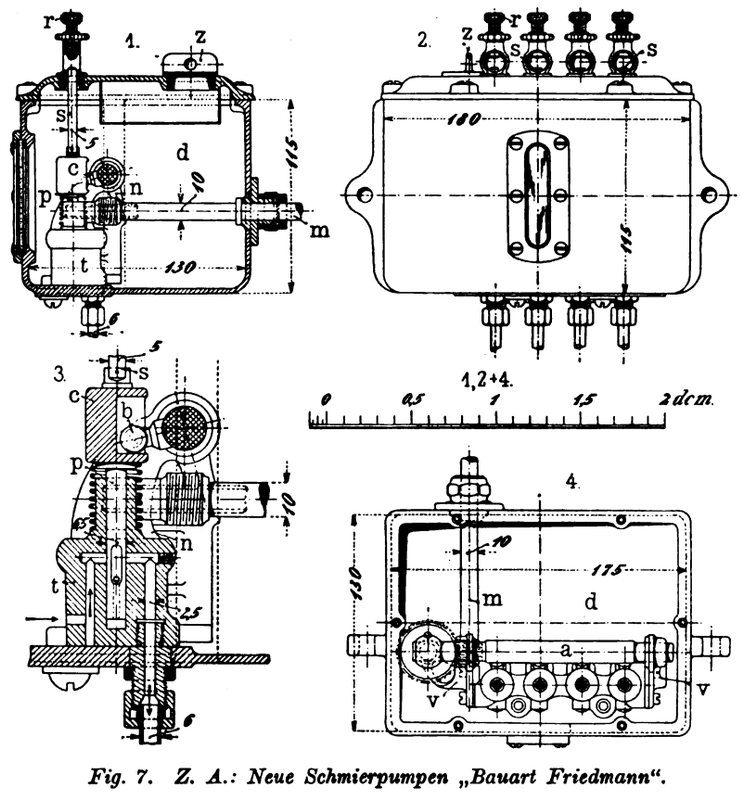


Fig. 7. Z. A.: Neue Schmierpumpen „Bauart Friedmann".

Der Schmierapparat für Automobile (Fig. 7) steht aufrecht, derjenige für Lokomotiven (Fig. 1) liegt horizontal, die Wirkungsweise der beiden Kolben ist jedoch die gleiche. Sie erhalten ihre Bewegung durch einen kleinen Hebel mit kugelförmigem Kopf b, der abwechselnd herüber und hinüber schwingt. Dieser Hebel legt sich in einen Schlitz der in das Kopfstück des Kolbens eingeschnitten ist. Er legt sich derartig hinein, daß er das Kopfstück und damit den Kolben dreht, während er ihm gleichzeitig eine Bewegung in der Längsrichtung erteilt. Der Kolben selbst wird während dieser Beanspruchung durch eine Feder p andauernd gegen den Kopf b des Hebels gedrückt. Die Länge des Kolbenhubes wird mittels einer Schraube eingeregelt, die in der Verlängerung seiner Achse auf dem Deckel des Schmiergefäßes angeordnet ist. Schraubt man diese Schraube herunter, so reduziert man den Kolbenhub und vermindert damit gleichzeitig die Ölmenge, die von dem Kolben angesaugt und fortgedrückt wird. Beim Herausschrauben vergrößert man den Kolbenhub.

Bei beiden Schmierapparaten, von denen der eine vier und der andere sechs Ausflüsse für Öl hat, wird jedes einzelne Schmierrohr durch eine Pumpe und einen Kolben für sich mit Öl versorgt. Demgemäß können hier hohe Drücke, die in einer einzelnen Leitung etwa auftreten, auf die übrigen keine Wirkung ausüben.

Mit Bezug auf den Automobil-Schmierapparat (Fig. 7) ist noch folgendes zu bemerken: Der ganze Apparat besteht zunächst aus einem Gehäuse d, in dessen vorderen Teile die vier Körper der Pumpen befestigt sind. Mit jeder derselben steht natürlich ein Zufluß im Zusammenhang. Am Deckel des Gefäßes ist ein Sieb aufgehängt, derart, daß durch die Öffnung z kein Tropfen Öl in das Innere des Gefäßes gelangen kann, der nicht erst das Sieb passiert hat. Letzteres wird während des Betriebes mit Watte gefüllt gehalten, so daß also eine Filterung des Öles stattfindet. Die Achse m, auf welcher die Schnecke sitzt, die das Schneckenrad für den Antrieb der Kugelhebel b betätigt, wird in geeigneter Weise von außen angetrieben. Die Schraube r dient, wie schon gesagt, durch Vermittlung der Stifte s zur Begrenzung des Kolbenhubes.

Der Schmierapparat für Lokomotiven entspricht ebenfalls allen Anforderungen, die man an derartige Schmiergefäße aus praktischen Gründen stellen muß. Auch hier ist naturgemäß ein Ölbehälter d vorgesehen, in den ein Filter eingehängt ist, nur mit dem Unterschied, daß dieses letztere Sackform besitzt und bis tief in das Innere des Gefäßes d hineinreicht. Das frische Öl wird durch den Verschluß z aufgegeben, passiert das Filter und gelangt dann erst in das Gefäß d. Aus diesem wird es durch das Rohr i und das Schauglas b von der Pumpe angesaugt. Das Schauglas b wird nach oben durch eine Düse e verschlossen, die so eingerichtet ist, daß sie sich nach Abnahme einer Verschlußschraube durchstoßen läßt. Ein Verstopfen der Düse ist auf diese Weise sicher ausgeschlossen. Der Hahn h im Zuflußkanale zur Pumpe gestattet das Absperren der Zuleitung unterhalb des Schauglases. Das Öl passiert den Körper der Pumpe und gelangt bei entsprechender Stellung des Pumpenkolbens nach dem Druckrohr l, welch letzteres durch Überwurfmutter mit dem zugehörigen Ölkanal im Gehäuse der Pumpe p zusammenhängt.

Zum Einstellen des Kolbenhubes dienen bei diesem Schmierapparat eine Anzahl Mikrometerverschlüsse f; diese bestehen je aus einer scharfgängigen Preßschraube die nach Bedarf gegen den Kopf des Kolbens zu vorgeschoben wird, ferner aus der Mutter in der sich diese Schraube führt, und endlich aus dem Schlüssel r zum betätigen der Schraube.

Der Antrieb der sämtlichen sechs Pumpenkolben p erfolgt durch die Achse a, die quer durch das Pumpengehäuse hindurchgeführt ist.

Um das Öl gegebenen Falles erwärmen zu können, ist durch das Gehäuse d ein Rohr v geführt worden, das an beiden Enden aus dem Gefäß herausragt und durch fexible Rohre an die Heizleitung der Maschine angeschlossen werden kann. Mit m_1 ist hier der Hebel des Gesperres bezeichnet, das erforderlich ist, um die Achse a in Bewegung zu setzen. — Der ganze Apparat macht einen kompendiösen Eindruck und läßt sich leicht befestigen.

Christ.

Triebwerke und Maschinen-Elemente

Branchen-Ausgabe V des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur".

Schriftleitung: Ingenieur F. Wilcke, Leipzig.

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Elektromagnetische Notbremse für Transmissionen.

Mit Abbildungen, Fig. 8 bis 12.

Zusammenfassung. Beschrieben ist eine von der A. E. G. konstruierte elektromagnetische Notbremse für Transmissionsanlagen, die in einer Form aus einer zweiteiligen Bremsscheibe, zwei Bremsbacken, einem Bremshebel mit Gewicht, der magnetischen Auslösvorrichtung usw. besteht, in der anderen aber für Motorenbremsung berechnet ist. Bei Gleichstrom gelangt nebenbei Ankerkurzschluß, bei Wechsel- und Drehstrom eine magnetische Backenbremse für den Motor zur Anwendung.

In Betrieben mit Transmissionsanlagen kommt es trotz der vielfachen heute angewandten Schutzvorrichtungen leider noch häufig vor, daß Arbeiter in Transmissionsteile oder angehängte Maschinen geraten. Meist dürfte es möglich sein, durch sofortiges Abstellen und Bremsen der Transmission die Wirkung solcher Unfälle zu mildern oder den Unfall ohne Schaden ablaufen zu lassen.

Das rasche Stillsetzen einer durch einen Elektromotor angetriebenen Transmissionswelle kann:

erstens durch Bremsen des Motors,
zweitens durch Bremsen des Wellenstranges,
drittens durch Bremsen des Wellenstranges und des Motors oder bei abgekuppeltem Motor

geschehen.

Wird der Motor allein gebremst, so besteht die Gefahr, daß der Antriebsriemen herunterfällt, wodurch die Bremswirkung auf die Transmission verloren geht. Das Abbremsen der Welle allein unter gleichzeitiger Ausschaltung des Motors ist dagegen zulässig.

Bei schnellaufenden Antriebsmotoren ist es möglich, daß der Hauptanteil der zu vernichtenden lebendigen Kraft in dem Motoranker steckt, da die Größe der in den Massen enthaltenen Arbeit in quadratischem Verhältnis zur Geschwindigkeit steht.

In solchen Fällen den Wellenstrang allein zu bremsen, erfordert ein verhältnismäßig hohes Bremsdrehmoment. Man wird daher entweder gleichzeitig den Motor abkuppeln oder auch den Motor bremsen. Das gleichzeitige Bremsen des Motors dürfte empfehlenswerter sein. Bei Gleichstrom ist dies durch Kurzschließen des Ankers über einen Widerstand leicht möglich. Bei Drehstrom oder Wechselstrom ist eine derartige Kurzschlußbremsung nicht möglich; man wird deshalb den Motor mit zwei Wellenenden versehen und auf das zweite Wellenende eine mechanische, aber elektrisch auszulösende Bremse wirken lassen.

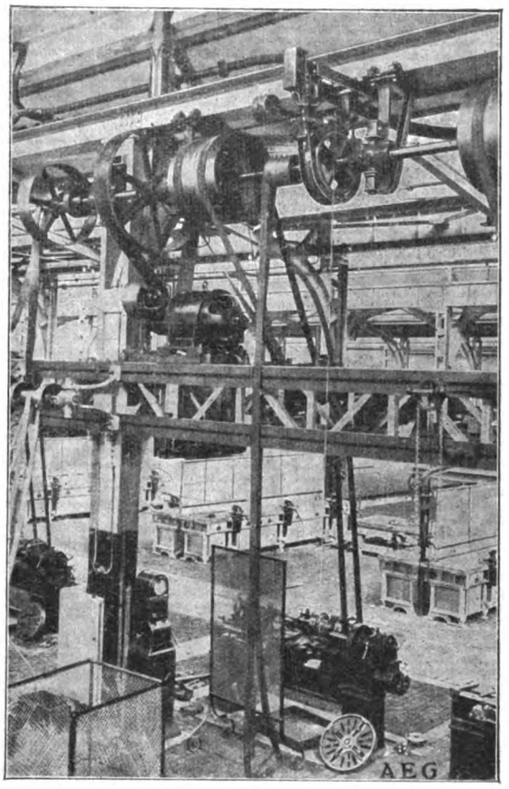


Fig. 8. Z. A.: Elektromagnetische Notbremse für Transmissionen.

I. Die Transmissionsbremse.

Die von der Allgemeinen Elektricitäts-Gesellschaft zu Berlin zu diesem Zwecke konstruierte Bremse besteht, wie die Fig. 8 und 11 zeigen, aus einer zweiteiligen Bremsscheibe von ca. 500 mm Durchmesser, den beiden Bremsbacken, dem Bremshebel mit Gewicht, der magnetischen Auslösvorrichtung, einem Drehschalter und der Lüftvorrichtung mit Handgriff. Dazu gehört der magnetische Fernschalter.

Wie aus dem Schaltungsschema Fig. 9 hervorgeht, ist der Fernschalter ein „magnetisches Schütz". Wenn die Zugspule z erregt ist, wird der Motorstromkreis über die Kontakte n_1, n_2 geschlossen. Beim Ausbleiben der Spannung öffnet sich dieser Stromkreis wieder (sogenannte „Minimalausschaltung"). Durch die oben angeordnete Maximalspule x wird auch bei Überlastung ein sofortiges Ausschalten des Motors erreicht. Die Spulen y dienen zur Funkenlöschung an den Unterbrechungskontakten. Außer durch die Minimal- und Maximal-Ausschaltung kann das Schütz durch die in beliebiger Anzahl vorgesehenen Kurzschlußdruckknöpfe v zum Abfallen gebracht werden. Dabei wird der Motor ausgeschaltet und durch die Kontakte r und s der Auslösmagnet a der Transmissionsbremse erregt. Dieser zieht die Sperrklinke, auf der bisher der Bremshebel mit seinem Gewicht ruhte, weg. Die Bremse fällt ein, wodurch aber sofort wieder der Auslösmagnet mit Hilfe des Drehschalters o ausgeschaltet wird (siehe auch Fig. 11). In diesem Zustande, in dem die Transmission gebremst ist, kann die Einrichtung beliebig lange verbleiben.

Beim Wiedereinschalten des Antriebes muß aber die Bremse gelüftet sein und der Anlasser sich in der Nullstellung befinden. Ist der Anlasser mit Nullspannungsausschaltung versehen, so wird er schon beim Ausschalten in die Nullage gekommen sein. Damit aber auch bei anderen Anlassern, und hinsichtlich der Bremse selbst, keinerlei Fehlgriffe möglich sind, ist eine elektrische Verriegelung angeordnet, die das Wiedereinschalten erst ermöglicht, wenn alles in Ordnung ist. Die Zugspule des Schützes ist mit einem Vorschaltwiderstand w versehen und so bemessen, daß zum Anspringen ein teilweises Kurzschließen des Vorschaltwiderstandes nötig ist. Dieser zum Einschalten nötige Kurzschluß kann mittels des Einschaltdruckknopfes e aber nur dann erfolgen, wenn der Anlasser vorher in die Nullage gebracht wurde, da andernfalls der Einschaltstrom über die angeordneten Verriegelungskontakte p nicht zustande kommt. Wurde die Bremse nicht gelüftet, so fällt das Schütz nach Loslassen des Einschaltknopfes sofort wieder ab, weil der Stromkreis der Zugspule über den noch offenen Schalter o, nach Loslassen des Einschaltknopfes sich nicht schließen kann. Das Anlassen des Motors ist also erst möglich, wenn durch Lüften der Bremse der Schalter o geschlossen wird.

Das Bremsdrehmoment der normalen in Fig. 11 dargestellten Bremse ist = ca. 25 kgm. Die Zeit, in der die Transmission nach Drücken eines Knopfes zum Stillstand kommt, läßt sich aus dem Arbeitsinhalt der in Bewegung befindlichen Massen unter Annahme gleichmäßiger Verzögerung durch die Bremse berechnen. Etwaige Belastungen und die Reibungswiderstände wirken gleichfalls bremsend, doch ist es empfehlenswert, diese Momente zu vernachlässigen. Die Belastungen sind vielleicht im kritischen Moment nicht vorhanden, oder mit solchen Schwungmassen verbunden, daß zunächst die bremsende Wirkung durch die Schwungmassen ausgeglichen wird.

Ergibt sich bei vorstehender Rechnung, daß die Transmission nicht nach etwa fünf bis sechs Umdrehungen, sondern später zum Stillstand kommt, so wird man zweckmäßig eine oder mehrere

Nebenbremsen anordnen und diese entsprechend auf den Wellenstrang verteilen. Die Auslösspulen a_1 der Nebenbremsen sind dann parallel zur Hauptbremse geschaltet und die Verrieglung so durchgeführt, daß zunächst alle Nebenbremsen gelüftet sein müssen, bevor beim Lüften der Hauptbremse das Schütz wieder eingeschaltet werden kann. Diese Art der Verriegelung geht auch aus Fig. 9 hervor. t ist ein Parallelwiderstand, der zum Schutz für die Auslösmagnete a dient.

Der Umstand, daß die Bremse durch die Maximal-Auslösung bei jeder Überlastung sofort einfällt, verdient besondere Beachtung, weil dies bei manchen Unglücksfällen zum Eingreifen der Notbremse führt, bevor jemand daran denkt, einen Druckknopf zu drücken. Unterstützt wird diese Wirkung dadurch, daß die Überstromauslösung genau einstellbar ist.

II. Die Motorbremse.

Wenn die Transmission gebremst wird, ist es zulässig, auch gleichzeitig den Motor zu bremsen. Nötig wird dies dann, wenn es sich um einen Schnelläufer handelt.

Bei Gleichstrom kann die Bremsung durch Ankerkurzschluß erreicht werden, wie Fig. 10 zeigt. Statt des Bremswiderstandes l kann auch ein Teil des Anlaßwiderstandes g verwendet werden.

Bei Wechsel- oder Drehstrommotoren wird man eine magnetische Backenbremse verwenden, deren Bremsmagnet parallel an die Statorklemmen des Motors angeschlossen wird und die Bremse beim Einschalten des Motors lüftet, beim Ausschalten schließt.

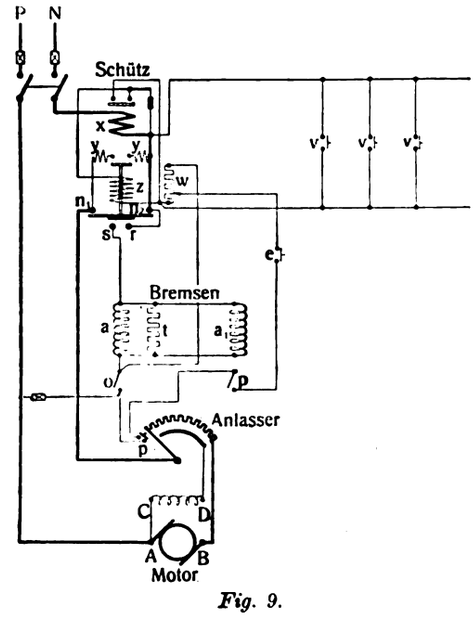


Fig. 9.

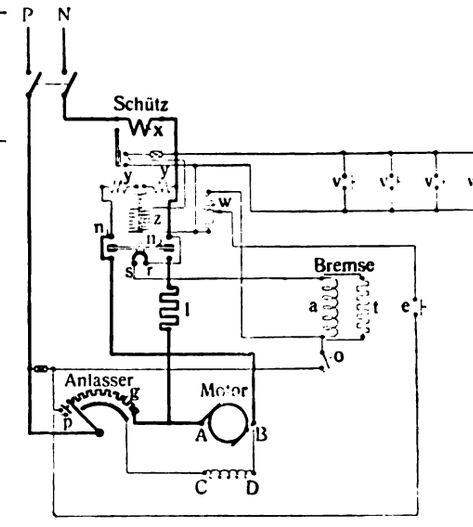


Fig. 10.

Fig. 9 u. 10. Z. A.: Elektromagnetische Notbremse für Transmissionen.

Das Schaltschema der Bremse für Drehstrom Fig. 10 ist analog dem für Gleichstrom (Fig. 9), da die Druckknöpfe und Auslösmagnete einphasig ausgeführt werden.

Für die Druckknöpfe sind gußeiserne Gehäuse zu empfehlen. Die Druckknöpfe werden sowohl für Handbetätigung mit schwacher Feder, als auch für Fußbetätigung mit kräftiger Feder ausgeführt.

In Fig. 12 ist eine Transmissionsbremse, die sich seit 1908 in den Werkstätten der Königl. Eisenbahninspektion Lauban befindet, dargestellt. Die Figur läßt die Einzelheiten der Vorrichtung zur Genüge deutlich erkennen.

Schiffsschlingerbewegungen und Schlingerdämpfungseinrichtungen.

Von Dipl.-Ing. **Karl Dietze** in **Pirna.**

Mit Abbildung, Fig. 13.

Zusammenfassung. Nach einleitenden Erklärungen über die Schlingerbewegungen eines Schiffes werden der Schlicksche Schiffskreisel sowie die Frahmschen Schlinger-Dämpfungstanks besprochen und kritisiert, daran schließt sich die Besprechung des sog. Schlingerkieles, von dem behauptet wird, daß er die Schlingerbewegung eines Schiffes unter gewissen Umständen sogar unterstütze.

Außerordentlich mannigfaltig sind, wenn man die einschlägige Patentliteratur der schiffahrttreibenden Nationen daraufhin übersieht, die Vorschläge gewesen, die dazu dienen sollten, die Schwingungsbewegungen eines Schiffes um seine Längs- oder Querachse aufzuheben. Diese die Festigkeitseigenschaften und Sicherheitseinrichtungen aller Schiffe unter Umständen außerordentlich stark beanspruchenden Erscheinungen haben im speziellen für Kriegsschiffe noch den Nachteil, daß das Abkommen der Geschütze und Torpedos, sowie das Ablesen der optischen Signale erschwert wird, während bei starken Schwankungen ungeschützte Teile unter dem Seitenpanzer zu Tage treten und dem feindlichen Feuer ausgesetzt sein können. Auf Handelsdampfern wird dagegen jene, namentlich im verein mit den durch die Massenwirkungen der bewegten Maschinenteile und der Schraubenrotation bedingten Vibrationen des ganzen Schiffskörpers auftretende bekannte Einwirkung auf den Organismus der Passagiere besonders unangenehm empfunden, welche auch durch den größten Bequemlichkeits- und Luxusaufwand unserer großen Schnelldampfer nicht kompensiert werden kann.

Hauptsächlich ist es das Schlingern oder Rollen, wie man die Querbewegungen des Schiffes um seine Längsachse im Seegange nennt, welches sich besonders nachteilig bemerkbar macht, weil diese Schwingungen infolge der geringen Massenträgheit des ganzen Schiffes gegen Querbewegungen viel leichter erregt werden und zu ziemlich bedeutenden, unter Umständen sogar weit gefährlicheren Überneigungen des Schiffes führen können, als es die anderen, die sog. Stampfschwingungen tun. Infolgedessen mußte besonders daran gelegen sein, gerade die Schlingerbewegungen eines Schiffes im Seegange nach Möglichkeit auszuschalten, und seit langem sind entsprechende Bemühungen im Gange gewesen.

Aber erst der Gegenwart blieb die richtige theoretische Erkenntnis dieser Erscheinungen in ihren Wirkungen auf das

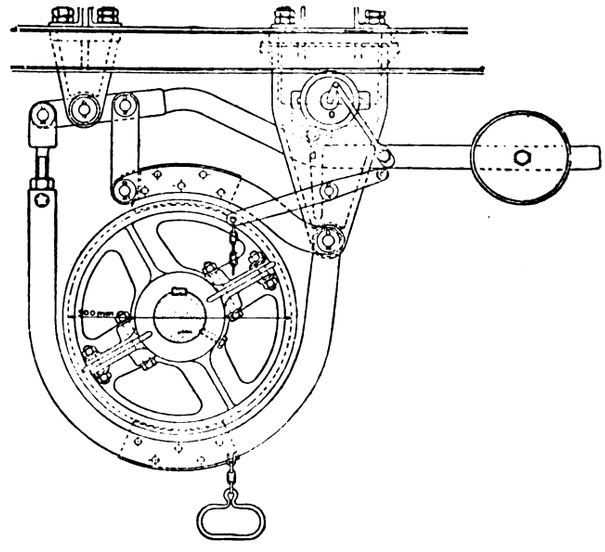


Fig. 11. Z. A.: Elektromagnetische Notbremse für Transmissionen.

schlingernde Schiff vorbehalten. Denn sind schon die Bewegungen und Kraftäußerungen der Wasserwellen an sich sehr komplizierter Natur, so gilt dies in besonders hohem Maße von den Schlingerbewegungen eines im Wasser freischwimmenden Schiffes, wo das diese Schwingungen erzeugende Element — das Wasser — gleichzeitig den schwimmenden, also in seine Oberfläche verhältnismäßig tief eintauchenden Körper tragen muß.

Abgesehen von den hierbei gleichzeitig auftretenden Schwingungen der Luft und dem Einfluß des Windes, sowie der Oberflächenreibung des Wassers an den benetzten Teilen der Schiffs-

wand haben wir es beim freischwimmenden schlingernden Schiff im wesentlichen mit zwei schwingenden Körpern zu tun: dem Schiff und dem umgebenden Wasser.

In bezug auf die Schwingungen eines freischwimmenden Schiffes hat man nun die Erfahrung gemacht, daß dasselbe, wenn es im ruhigen Wasser um eine horizontale Längsachse in seiner Symmetrieebene zum Schlingern gebracht wird, Schwingungen ausführt, welche sich nur wenig von seinen vermutlichen Eigenschwingungen außerhalb des Wassers unterscheiden. Bekanntlich werden solche Eigenschwingungen eines um eine Gleichgewichtslage pendelnden Körpers dadurch gekennzeichnet, daß in der Zeiteinheit eine ganz bestimmte Anzahl von Schwingungen auftritt, welche von der Verteilung der Massen und von der relativen Höhenlage der jeweils auftretenden Schwingungsachse abhängt. Wesentlich für die Eigenschwingungen eines Schiffes ist also die jeweilige Stauung der Tragfähigkeitszuladung, die Anordnung seiner Eigengewichte, die Schiffsform, namentlich unter Wasser, und die durch alles dies teilweise bedingte Höhenlage der jeweils auftretenden Schwingungsachse.

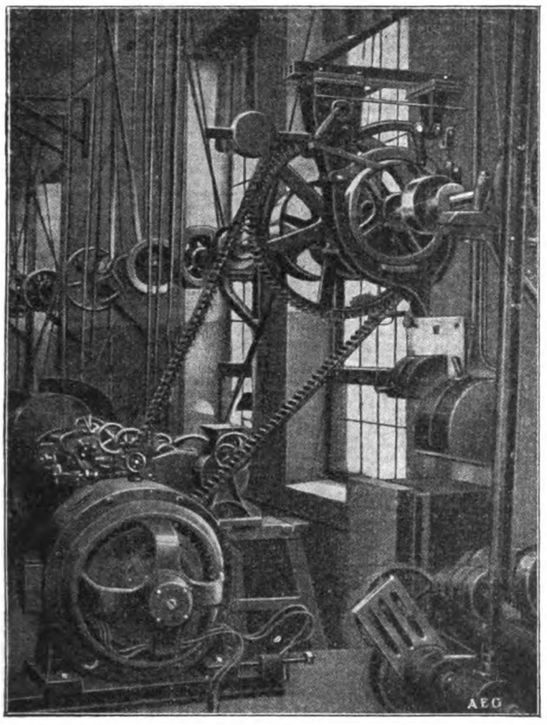


Fig. 12. Z. A.: Elektromagnetische Notbremse für Transmissionen.

Aber schon über diesen letzten maßgebenden Punkt: die Höhenlage der Schlingerachse gehen die Meinungen auch heute noch auseinander. Während die einen annehmen, daß die Schlingerachse mit der Konstruktionslinie „Oberkante Kiel (horizontal)" zusammenfalle, glauben andere, die Schnittgrade der jeweiligen Wasserlinienebene mit der Symmetrieebene des Schiffes hierfür als maßgebend ansehen zu müssen. Jene halten wieder die horizontale Längsachse durch den System-, diese durch den Deplacementsschwerpunkt, manche durch das falsche oder wahre jeweilige Metazentrum für die vermutliche Schlingerachse, und alle haben unwiderlegbare Beweise durch Tatsachen für ihre Auffassung. Wie dem auch sei: wahrscheinlich ist, daß die Schlingerachse innerhalb einer Halbschwingung ihre Höhenlage ändert, wodurch ohne weiteres erhellt, wie schwierig diese Erscheinungen theoretisch zu verfolgen und zu fassen sind.

Dagegen stellen die Meereswellen im allgemeinen Schwingungen dar, welche in Frequenz, Wellenlänge, Phase und Richtung von den Eigenschwingungen des schlingernden Schiffes ganz verschieden sein werden.

Es ist eine bekannte Tatsache, daß jede genau rechtwinklig zur Längsrichtung eines Schiffes auftretende Welle oder die Querschiffskompenente jeder beliebigen Welle die Ursache zu einer Überneigung des Schiffes wird, die man als „Krängung" bezeichnet. Die Wirkung ist ein seitlicher Ausschlag des Schiffes, welcher um so größere Werte erreicht, je steiler geneigt die Tangentialebene an die Wellenschräge zwischen einem Wellenberg und einem Wellental das Schiff trifft. Suchen nun die nacheinander querschiffs auftretenden Wellen das Schiff in einer gewissen regelmäßigen Häufigkeit überzuneigen, während das Schiff selbst andere Schwingungen auszuführen bestrebt ist, welche nahezu seinen Eigenschwingungen entsprechen, so wird das Fahrzeug endgültig Bewegungen annehmen müssen, die in jedem Augenblick aus der algebraischen Addition der Arbeiten beider unabhängigen Schwingungen in bezug auf das Schiff resultieren: das ist der bekannte Zustand der Interferenz zwischen Ursache und Wirkung. Fig. 13, Skz. 1 zeigt die Ausschläge eines Schiffes in Graden im Falle solcher Interferenz als Funktion der Zeit, resp. der Frequenz der Wellen. Hier schlingert also das Schiff nahezu konstant zwischen einem geringsten und größten Neigungswinkel, je nachdem die algebraische Addition der Arbeiten beider Schwingungen in bezug auf das Schiff einen sehr kleinen oder sehr großen absoluten Wert ergibt. Diese Erscheinung ist die gewöhnliche und weitaus häufigste.

Es ist aber ein kritischer Zufall in dem Spiel dieser Naturerscheinungen, daß sich sehr häufig die Schwingungszahlen eines freischwimmenden Schiffes in ihren absoluten Werten in der Nähe der am jeweiligen Schiffs„ort" auftretenden Meereswellen halten. Es kann also sehr wohl der bedenkliche Zustand eintreten, daß die querschiffs einlaufenden Wellen gerade in Häufigkeit und Richtung mit den Eigenschwingungen des schlingernden Schiffes zusammentreffen. In diesem Falle spezialisiert sich die vorher charakteristische Interferenz zu einer Resonanz, welche dadurch gekennzeichnet wird, daß sich in jedem Zeitteilchen die Arbeiten und Energiemengen, von den Wellen- und Schiffsschwingungen in bezug auf das Schiff geleistet, nicht algebraisch, sondern nur positiv addieren.

Das Wesen solcher Resonanz bringt es mit sich, daß bereits sehr kleine Kraftimpulse der Wellen ganz erhebliche Ausschläge des Schiffes hervorrufen können. Man übersieht sofort, wie es auch in Fig. 13, Skz. 2 zum Ausdruck kommt, daß sich dann das Schiff mit jeder folgenden Welle bis zu einem Höchstbetrage immer stärker überneigen muß, wodurch schließlich ein Kentern, ein Umfallen des Schiffes im Wasser herbeigeführt werden kann. Daß tatsächlich ein Schiff dann die am weitesten ausladenden Querbewegungen macht, wenn es im Takte seiner Eigenschwingungen zum Schlingern gebracht wird, läßt sich fast jeden Tag am Wasser beobachten. Ein Junge steht mit breitgespreizten Beinen quer über einem Hafenboot und sucht dasselbe durch rhythmische Körperbewegungen in möglichst kräftiges Schaukeln zu versetzen. Das gelingt ihm aber nicht bei jeder beliebigen Querbewegung des Körpers, sondern erst dann, wenn er nach kurzem Probieren die den Eigenschwingungen des Bootes entsprechenden Bewegungen des Körpers herausgefunden hat.

Als besondere Eigentümlichkeit im Falle der Resonanz tritt hinzu, daß hierbei der Schwingungzustand der erregenden Ursache — beim schlingernden Schiff also der größten Wellenschläge zwischen einem Wellenberg und einem Wellental — dem der Wirkung auf den erregten Körper — der seitliche Ausschlag des Schiffes — um $^1/_4$ Periode vorauseilt. Das heißt: Das Schiff wird seinen größten Schlingerwinkel (Wirkung) erst um $^1/_4$ Periode

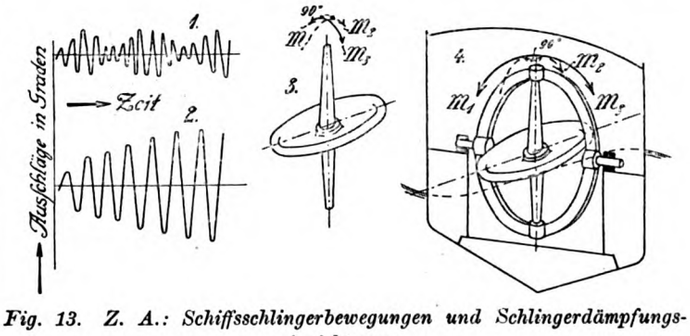


Fig. 13. Z. A.: Schiffsschlingerbewegungen und Schlingerdämpfungseinrichtungen.

später erreichen, als es von der größten Wellenschräge (Ursache) seitlich getroffen wurde. Auch dieser Erscheinung wird sich mancher aus seiner Jugend erinnern. Nicht erst dann mußten wir in einem zu heftigem Schaukeln gebrachten Boot die eintauchende Bordseite durch das Körpergewicht niederdrücken, wenn der Dollbord schon den tiefsten Punkt erreicht hatte, sondern um $^1/_4$ Periode früher; dann erst addiert sich die Wirkung der Eigenschwingung des Bootes und der Körperbewegung, durch welche wir in diesem Falle die größte Wellenschräge ersetzt denken müssen, positiv und zu ihrem größten gemeinsamen Effekt

auf das Boot, während die Körper- (resp. Wellenschrägen)-Bewegung selbst schon zum vierten Teil auf der eintauchenden Seite aufgehoben ist und auf der eben noch austauchenden mit diesem Betrage eingesetzt hat.

Für diesen Resonanzzustand zwischen den Schwingungen des Fahrzeugs und den querschiffs aufkommenden Wellen müssen also insbesondere die Schlingerdämpfungseinrichtungen vorgesehen sein, weil dann die größten und damit gefährlichsten Schlingerbewegungen des Schiffes auftreten. Man hat nun die Erfahrung gemacht, daß dazu überdies nicht nur eine absolut genaue Resonanz erforderlich ist, sondern leider genügt es schon, wenn die Wellen auch nur angenähert die Eigenschwingungen des Schiffes aufweisen oder dasselbe mehr oder weniger unregelmäßig treffen, um sehr starke Schwingungen des Schiffes zur Folge zu haben.

(Schluß folgt.)

Beitrag zur Ermittelung der Tragfähigkeit zusammengesetzter Biegungsfedern.

Mit Abbildungen, Fig. 14 u. 15.

(Schluß aus Heft 2.)

Desgleichen ergibt sich die größte Spannung, welche im Querschnitt an der Einmauerungsstelle vorkommt, wenn man für $Q \cdot a$, J und Z die zugehörigen Werte einsetzt:

$$S = \frac{Q \cdot l \cdot \frac{1}{2} h}{\frac{1}{12} b \cdot h^3} \quad \text{oder} \quad S = \frac{6 Q \cdot l}{b \cdot h^2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 19.$$

Werden die Gleichungen 18 und 19 einander gleichgesetzt, d. h.:

$\frac{6 Q \cdot a}{b_1 \cdot h_1^2} = \frac{6 Q \cdot l}{b \cdot h^2}$ so ergibt sich: $\frac{a}{b_1 \cdot h_1^2} = \frac{l}{b \cdot h^2}$ . . . 20.

Betrachten wir uns diese Gleichung etwas näher, so ist daraus ersichtlich, daß alle Balken- bezw. Körperformen von gleicher Festigkeit und rechteckigem Querschnitt, die mit einem Ende senkrecht zu ihrer geometrischen Achse in eine feste Wand eingemauert und am andern (freien) Ende durch eine senkrecht zur geometrischen Achse gerichtete Kraft belastet sind, dieser Gleichung entsprechen müssen, wenn die Körperformen überall die gleiche Biegungsfestigkeit besitzen sollen.

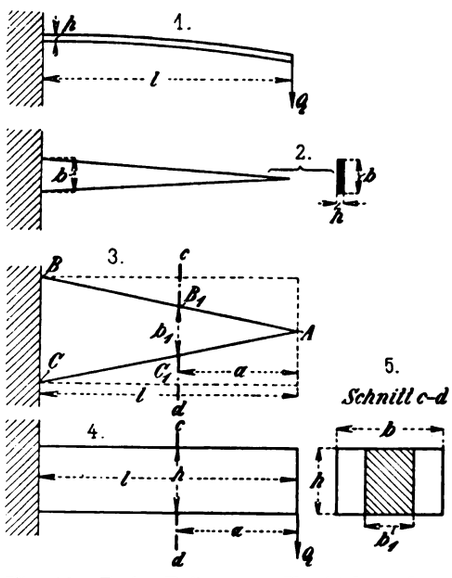


Fig. 14. Z. A.: Beitrag zur Ermittelung der Tragfähigkeit zusammengesetzter Biegungsfedern.

Ferner geht aus dieser Gleichung hervor, daß es für die angegebene Belastung mehrere Balkenformen geben muß; und zwar gibt es drei verschiedene Formen:

1. Die Höhe $h = h_1$ des Trägers mit rechteckigem Querschnitt ist konstant, während sich die Breite b mit der Entfernung a ändert.
2. Die Breite $b = b_1$ des Trägers mit rechteckigem Querschnitt ist konstant, während sich die Höhe h mit der Entfernung a ändert.
3. Die Höhe h_1 und die Breite b_1 des Trägers mit rechteckigem Querschnitt ändert sich mit der Entfernung a proportional der Höhe h und der Breite b.

Wenn aber $h = h_1$ ist und sich nur b mit der Entfernung a ändert, so folgt aus Gleichung 20:

$$\frac{a}{b_1 \cdot h^2} = \frac{l}{b \cdot h^2}, \text{ oder: } \frac{a}{b_1} = \frac{l}{b}, \text{ oder: } a : l = b_1 : b.$$

Aus dieser Proportion geht hervor, daß die Form des Trägers im Grundriß ein Dreieck sein muß (Fig. 14, Skz. 3 bis 5), denn in den beiden Dreiecken $A B_1 C_1$ und $A B C$ verhält sich tatsächlich:

$$a : l = b_1 : b.$$

Der ganze Träger hat aber die Form eines dreiseitigen Prismas oder Keils, und jeder Querschnitt besitzt die gleiche Tragfähgkeit:

$$Q = \frac{W \cdot S}{l}$$

(s. Gl. 13.)

Wird mit k_b der Sicherheitskoeffizient der Biegungsfestigkeit bezeichnet, so folgt aus Gleichung 13:

$$Q = \frac{W \cdot k_b}{l}.$$

Setzt man nun für das Widerstandsmoment den Wert der Gleichung 16 ein, so ergibt sich die Tragfähigkeit:

$$Q = \frac{1}{6} \cdot \frac{b \cdot h^2 \cdot k_b}{l}$$

(21.)

und:

$$Q \cdot l = \frac{1}{6} b \cdot h^2 \cdot k_b$$

und:

$$b = \frac{6 Q \cdot l}{h^2 \cdot k_b}.$$

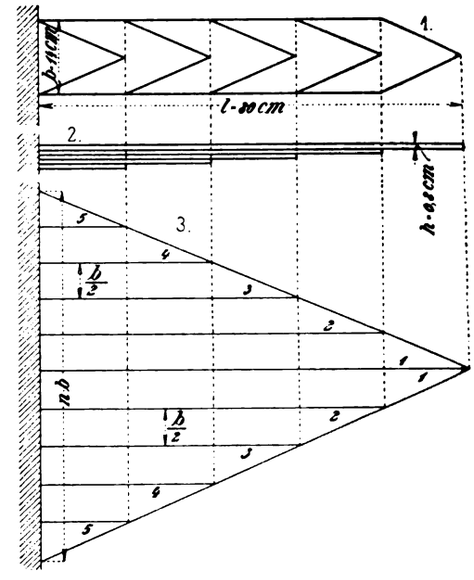


Fig. 15. Z. A.: Beitrag zur Ermittelung der Tragfähigkeit zusammengesetzter Biegungsfedern.

Die Gleichung 21 ist für die Berechnung der Tragfähigkeit der in Fig. 14, Skz. 1 u. 2 dargestellten Dreieckfeder, wie solche häufig in der Praxis vorkommen, maßgebend.

Folgendes praktische Beispiel soll die Anwendung dieser Gleichung zeigen:

Wird die in Fig. 15, Skz. 2 dargestellte geschichtete Dreieckfeder in eine Anzahl gleich breiter Streifen zerlegt, so erhält man eine zusammengesetzte Biegungsfeder (Blattfeder), wenn die mit gleichen Zahlen bezeichneten Streifen von der Breite $\frac{b}{2}$ zu Streifen von der Breite b zusammengelegt und diese Streifen dann so, wie aus Fig. 15, Skz. 3 u. 1 ersichtlich ist, aufeinandergelegt werden. Diese in Skz. 1 u. 3 dargestellte zusammengesetzte Biegungsfeder, welche an der Befestigungsstelle gegenüber der Dreieckfeder eine kleinere Breite, aber die gleiche Tragfähigkeit besitzt, verhält sich im übrigen genau so wie die Dreieckfeder.

Bezeichnet man die Anzahl der Streifen mit n, die Breite mit b und die Dicke mit h, so ist nach Gleichung 21:

$$Q = \frac{n \cdot b \cdot h^2 \cdot k_b}{6 \cdot l}.$$

Setzt man nun die Zahlenwerte ein, für $n = 6$, für $b = 14$ cm, für $h = 0{,}8$ cm und für $l = 80$ cm, so ist:

$$Q = \frac{5 \cdot 14 \cdot 0{,}8^2 \cdot k_b}{6 \cdot 80}.$$

Wird die Belastung als eine oft wechselnde angenommen, d. h. die erzeugten Spannungen wachsen von Null bis zur größten zulässigen Spannung und gehen dann wieder bis auf Null zurück, so ist nach C. v. Bach, wenn das Material aus gehärtetem Federstahl besteht, für $k_b = 4300$ kg/qcm zu setzen; demnach ergibt sich:

$$Q = \frac{5 \cdot 14 \cdot 0{,}8^2 \cdot 4300}{6 \cdot 80} = \text{rd. } 400 \text{ kg}.$$

W. Schulz.

Triebwerke und Maschinen-Elemente

Branchen-Ausgabe V des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur".

Schriftleitung: Ingenieur F. Wilcke, Leipzig.

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Ein Deckenvorgelege mit Zahnrad-Stufensatz.

Mit Abbildung, Fig. 16.

Zusammenfassung. Als Ersatz des sonst üblichen Riemenkonen und Riemen-Stufenscheiben sind bei diesem Vorgelege Zahnräder angewandt, von denen ein zehnstufiger Satz auf der Antriebs-, ein zweiter gleichartiger auf der Nebenwelle sitzt. Die Welle des ersten Satzes trägt je nach Bedarf nur feste oder zwei Paar feste und lose Scheiben.

Im „Engineering" finden sich Abbildung und Beschreibung eines Deckenvorgeleges, das sich von den sonst eingeführten dadurch unterscheidet, daß es mit Zahnradsätzen, statt der Riemenkonen und Riemen-Stufenscheiben arbeitet.

Jeder der beiden Radsätze umfaßt zehn Stufen, so daß also direkt zehn Geschwindigkeiten möglich sein würden. Ebenso kann mit dem Vorgelege vorwärts und rückwärts „gefahren" werden.

In der nach jenen Skizzen hergestellten Abb., Fig. 16, bezeichnet a den einen, b den anderen Fest- und Losscheibensatz. Wird keine Umkehr der Bewegung verlangt, so kann eine größere Scheibe auf der Welle aufgesetzt werden, um so ev. zwanzig verschiedene Geschwindigkeiten zu erhalten.

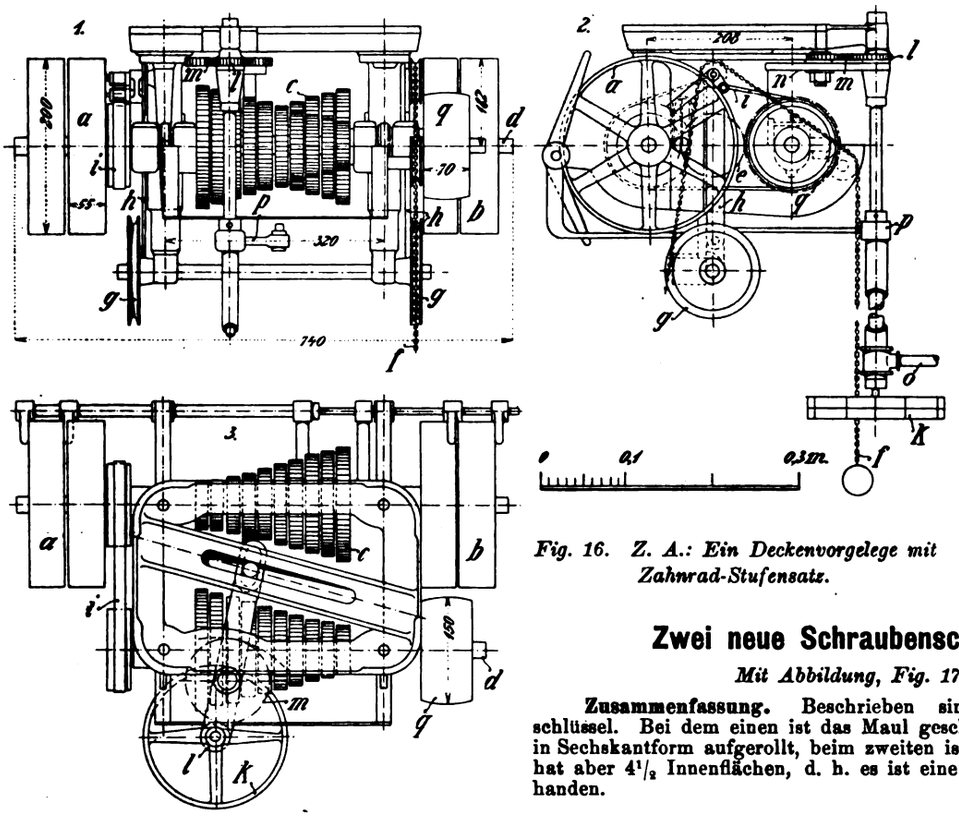


Fig. 16. Z. A.: Ein Deckenvorgelege mit Zahnrad-Stufensatz.

Auf der Achse der Scheiben a b sind dann weiter zehn Zahnräder c aufgekeilt, denen zehn solche auf der Welle d entsprechen, nur sind letztere in der umgekehrten Reihenfolge auf ihrer Welle befestigt. Der Abstand der beiden Radsätze c d ist so gewählt, daß man zwischen ihnen ein Kuppelrad e bewegen kann, das bei seiner Verschiebung allemal zwei einander gegenüberstehende Räder kuppelt. Mit jeder ersten Bewegung rückt man das Rad e aus den zuletzt gekuppelten Rädern aus, mit der zweiten bringt man es in Eingriff mit einem neuen Radpaar.

Die erste Bewegung wird dadurch herbeigeführt, daß man den Knopf f an der Kette f herunterzieht; die Kette läuft über gerillte Räder nach dem Rade g auf einer Hilfswelle; diese trägt am entgegengesetzten Ende ein dem ersten ähnliches Rad (g). Beide Räder sind mit einem Stift sowie einer Verbindungsstange h versehen, von denen jedes einen Gleitblock betätigt, wodurch die Welle mit dem Zwischenrade c heruntergezogen wird; dadurch kommt das Rad e dann außer Eingriff; es läuft im übrigen auf einer Bronzebüchse.

Die Stangen h beeinflussen nun aber auch die schmalen Bremsbänder i, die um die kleinen Bremsscheiben auf den Hauptwellen herumgelegt sind. Die Bremsen wiederum arretieren die Bewegung der Wellen, wenn der Riemen ausgerückt ist, und stellen so die Radsätze selbst für das Aus- und Einrücken des Kuppelrades e bereit.

Das graduierte Rad k wird gedreht, und dreht infolgedessen die Räder l und m, von denen das letztere auf einen geschlitzten Hebel n gekeilt ist. Dieser betätigt einen Hebel, der seinerseits wieder mit dem Stifte zusammenhängt, an dem das Kuppelrad e sich in dem Schlitze n im Lagerbocke des Vorgeleges führt.

Jede Schwingung des geschlitzten Hebels ruft ein Vor- und Rückwärtswenden des Bolzens in seinem Führungschlitz n und somit eine Verschiebung des Rades e in der Horizontalebene hervor.

Der Hebel o dient zur Betätigung der Ausrückstange mit den Riemengabeln. Das Rad q auf der Achse d trägt den Riemen, der die angehängte Arbeitsmaschine betätigt.

Das Vorgelege wird von der Selson Engineering Company ltd. in London, Victoria street 85, ausgeführt.

Ch.

Zwei neue Schraubenschlüssel.

Mit Abbildung, Fig. 17.

Zusammenfassung. Beschrieben sind zwei Schraubenschlüssel. Bei dem einen ist das Maul geschlossen und bandartig in Sechskantform aufgerollt, beim zweiten ist das Maul zwar offen, hat aber $4^1/_2$ Innenflächen, d. h. es ist eine gelenkige Lippe vorhanden.

Der mit dem Gebrauch eines Mutterschlüssels verbundene unangenehme Umstand, daß man beim Drehen der Mutter in gewissen Perioden absetzen und das Maul von der Mutter abnehmen muß, was nicht nur mit Zeitverlust verbunden ist, sondern auch beim Abrutschen die Kanten der Mutter verdrücken kann, hat u. a. auch zu den durch Fig. 17 veranschaulichten einfachen Konstruktionen geführt. Beide arbeiten nach dem Prinzip der Bohrknarre oder Ratsche, man braucht also beim Zurückdrehen den Schlüssel nicht von der Mutter abzunehmen.

Bei der in Fig. 17, Skz. 1 dargestellten Schlüsselkonstruktion „C. H. W." der Firma C. H. Winterhoff in Remscheid ist das Maul vollständig geschlossen und bandartig in Sechskantform eingerollt. Beim Anziehen des Mutter zieht sich das etwas federnde Maul fest an die Mutter, so daß letztere sicher umfaßt wird. Beim Zurückdrehen gibt das Sechskant durch Lockern der Windung soviel nach, daß der Schlüssel einige Sechstel Touren zurückbewegt werden kann, um dann wieder um so fester zu greifen. Am Übergange des Maules nach dem Griff ist das Flachprofil nach entgegengesetzter Richtung flach geschmiedet und verstärkt, um der an dieser Stelle am stärksten auftretenden Kraftwirkung Widerstand zu leisten. Wenn das allseitig geschlossene Maul die Mutter fest und sicher umfaßt, so besitzt es andrerseits den Nach-

teil, daß der Schlüssel nur bei Muttern anwendbar ist, welche am freien Ende eines Gewindebolzens oder in der Nähe desselben sitzen, da der Bolzen ja doch durch das Maul hindurchgeführt werden muß.

Diesen Nachteil des sonst sehr praktischen Schlüssels, welcher aber nur in wenigen Fällen auftritt, vermeidet der Patent-Knarrenschlüssel der Firma H. Wilke & Co. in Remscheid. Dieser in Fig. 17 Skz. 2 gezeichnete Schlüssel hat wie jeder gewöhnliche Mutternschlüssel ein offenes Maul, daß jedoch nicht vier Innenflächen besitzt, sondern eine halbe mehr, so daß die Mutter auf fünf Seiten gefaßt wird. Wie die Skizze zeigt, ist die eine Lippe des Maules gelenkig mit dem Körper verbunden, so daß sie sich weiter öffnen und das Maul zum Umfassen der Mutter erweitern kann. Der Hub des Scharnierteils ist begrenzt. Beim Anziehen der Mutter schließt die einen zweiarmigen Hebel bildende Klaue sich an die Mutter an, wobei ein Gegenhaken a in eine entsprechende Rast eingreift und den Zug aufnimmt, damit der Gelenkbolzen, der schwächste Teil des Maules, entlastet ist. Beim Zurückbewegen des Schlüssels öffnet sich die gelenkige Klaue und läßt im Maul soviel Spielraum, daß der Schlüssel um die Mutter zurückgedreht werden kann. Hierdurch wird, wie auch bei dem vorher beschriebenen Schlüssel eine knarrende Bewegung beim Andrehen ermöglicht, was für die Handhabung der Schlüssel von Annehmlichkeit ist.

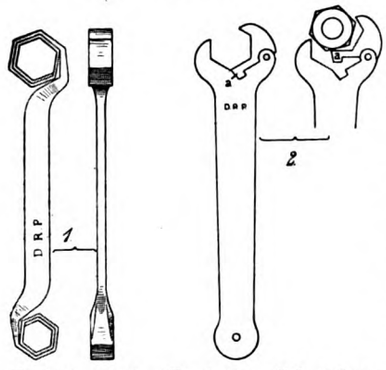


Fig. 17. Z. A.: Zwei neue Schraubenschlüssel.

Beide Schlüssel können allerdings nicht verstellt werden, es muß vielmehr für jede Muttergröße ein passender Schlüssel vorhanden sein.

Ingenieur Punde.

Zahnräder für Bahnmotoren.

Mit Abbildungen, Fig. 18 bis 21.

Zusammenfassung. Es wird die Herstellung der Stirnräder mit Evolventenverzahnung für Straßenbahnmotoren beschrieben, wie sie in einer musterhaft eingerichteten Fabrik erfolgt. Zugleich werden die ebenda angewandten Berechnungsverfahren angedeutet. Zum Schluß ist ein neuartiges Zahnrad mit auswechselbarem Zahnkranze beschrieben.

Für die Kraftübertragung von der Motorwelle auf die Laufradachse werden bei Straßenbahnmotoren fast ausschließlich Stirnräder mit Evolventenverzahnung verwendet. Es wird interessieren, einiges über die Herstellung solcher Räder zu erfahren.

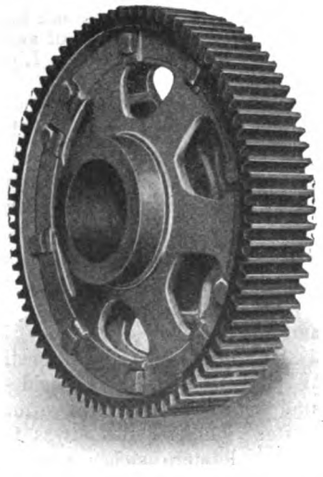


Fig. 18. Z. A.: Zahnräder für Bahnmotoren.

Langjährige Erfahrungen haben, so schreibt uns die AEG, ergeben, daß bei den hier auftretenden Beanspruchungen als Material für die Ankerzahnräder sich geschmiedeter Siemens-Martin-Stahl von einer Festigkeit von 60 bis 65 kg/qmm und einer Dehnung von 16 bis 18 % gut eignet, denn man hat im normalen Straßenbahn-Betriebe gute Resultate damit erzielt.

Um stets einen festen Sitz der Ankerzahnräder auf dem Wellenende zu erreichen, wird die Ankerwelle konisch abgedreht und das Zahnrad mit entsprechender konischer Bohrung versehen (vgl. Fig. 19). Die Steigung des Konus ist so gewählt, daß ein Festfressen des Ankerzahnrades vermieden wird, und das Auswechseln der Räder schnell und ohne besondere Mühe mit Hilfe einer Vorrichtung, die nur aus einem Bügel und einer Druckschraube besteht, erfolgen kann (s. Fig. 21).

Zur Kontrolle der Bohrung werden Konuskaliber verwendet, die bis auf $^1/_{100}$ mm genau gearbeitet sind, und es wird auch weiter besonderes Augenmerk darauf gerichtet, daß die Bohrung glatt gearbeitet ist. Denn Ankerzahnräder, deren Bohrungen nicht sauber und genau ausgeführt sind, können sich im Betriebe leicht lockern, und die konischen Sitzflächen an den Wellenenden werden dadurch ebenfalls in Mitleidenschaft gezogen.

Die auf der Laufradachse sitzenden Zahnräder werden vorteilhafter zweiteilig hergestellt. Als Material kommt Stahlguß zur Anwendung von einer Festigkeit von 45 bis 50 kg/qmm und einer Dehnung von 18 bis 20 %.

Bei der Bearbeitung der Achsenzahnräder wird ebenfalls den im Betriebe auftretenden Beanspruchungen voll Rechnung getragen. Die Teilflächen der Zahnräder werden so bearbeitet, daß die eine Hälfte mit einer Längsnut versehen wird, während die andere Hälfte einen in die Nut passenden Ansatz erhält, wodurch eine seitliche Verschiebung der beiden Zahnradhälften vermieden wird. Vor der Ausbohrung der Nabe werden beide Hälften zusammengeschraubt u. z. wird in die Teilfuge eine Zwischenlage von einigen hundertstel Millimeter gelegt. Dadurch wird es ermöglicht, bei der Montage der Achsenzahnräder durch starkes Anziehen der Verbindungsschrauben zwischen Laufradachse und Zahnradnabe eine so hohe Pressung zu erzielen, daß ein Lockern ausgeschlossen ist.

Die aus Stahl gefertigten Verbindungsbolzen sind mit Stahlkronenmuttern und Splinten versehen. Sie haben eine Festigkeit von 50 bis 55 kg/qmm und eine Dehnung von 14 bis 18 %.

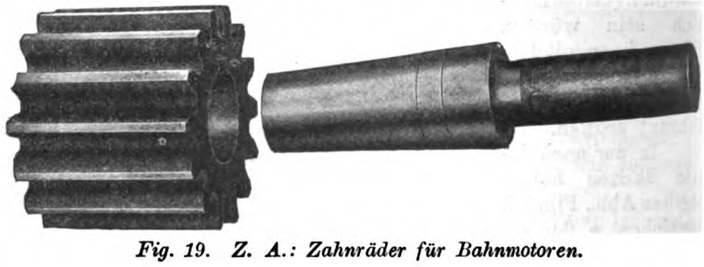


Fig. 19. Z. A.: Zahnräder für Bahnmotoren.

Die Sitzflächen der Schraubenköpfe und Muttern an den Zahnradhälften werden abgefräst, um beim Anziehen der Muttern einer Schiefstellung des Schaftes und der damit verbundenen ungünstigen Beanspruchung der Bolzen vorzubeugen.

Die Verzahnung der Anker- und Achsenzahnräder wird auf Spezialmaschinen mit Walzenfräsern nach dem Abwälzungsverfahren hergestellt. — Diese Methode besteht in einer von der AEG in abgeänderter Form ausgeführten Evolventenverzahnung, die eine gleichmäßige Abnutzung der Zahnflanken und eine entsprechend längere Lebensdauer der Räder gewährleistet; es wird dies dadurch erreicht, daß der Kopfkreis und Fußkreis unter Beibehaltung der sonst üblichen Höhenabmessungen der Zähne so verschoben wird, daß die Periode der ungünstigen Abnutzung der Zähne vermieden wird. Bei Anwendung der normalen Evolventenverzahnung dagegen tritt ungleichmäßige Abnutzung der Zahnflanken des Ankerzahnrades ein. Durch dieses von der AEG angewendete Verfahren wird von vornherein sowohl eine genaue Ausführung der Zahnflanken als auch eine Einhaltung der Teilung verbürgt. Für die Verzahnung wird die allgemein übliche Modul-Teilung (π-Verzahnung) verwendet.

Die Dimensionen der Zahnräder ergeben sich hiernach wie folgt:

Modul $\times \pi$ = Teilung,
Zähnezahl $\times$ Modul = Teilkreis-Durchmesser,
(Zähnezahl + 2) $\times$ Modul = Kopfkreis,
Frästiefe = Zahnhöhe = $2^1/_6$ Modul.

Die Zahnbreite der Zahnräder bei Straßenbahnmotoren soll erfahrungsgemäß reichlich bemessen werden (110 bis 125 mm).

Ein Vergleich ausgeführter Zahnräder der normalen Evolventenverzahnung (Fig. 20) von genau der gleichen Zähnezahl und Teilung läßt den Unterschied deutlich erkennen.

Es kommt vielfach auch noch für Zahnräder die Pitch-Verzahnung zur Anwendung. Die Bestimmung der Verzahnung geschieht nach folgenden Gleichungen:

$$\text{Teilung in mm} = \frac{25{,}4 \times \pi}{\text{Pitch}},$$

$$\text{Teilkreisdurchmesser} = \frac{\text{Zähnezahl} \times 25{,}4}{\text{Pitch}},$$

$$\text{Kopfkreisdurchmesser} = \frac{(\text{Zähnezahl} + 2) \times 25{,}4}{\text{Pitch}},$$

$$\text{Frästiefe} = \text{Zahnhöhe} = \frac{2{,}157 \times 25{,}4}{\text{Pitch}}.$$

Alle Zahnräder werden vor der Ablieferung auf den entsprechenden Mittenabstand abgerollt, und nur die Zahnräder, die geräuschlos und ohne Spiel laufen, dürfen die Kontrolle verlassen. Das Material für die Anker und Achsenzahnräder ist einer ständigen Festigkeitskontrolle unterworfen. Es werden von jeder Lieferung Zerreißstäbe angefertigt und in der Material-Prüfungsabteilung untersucht. Die Zugfestigkeit und Dehnung wird hier genau festgestellt.

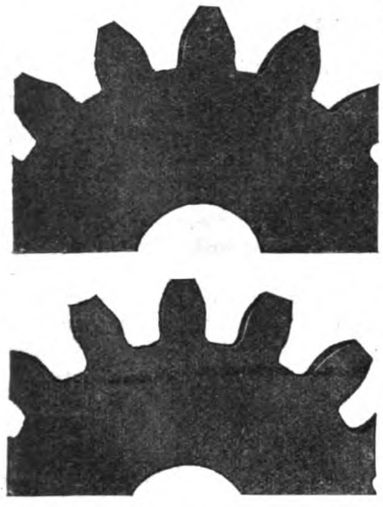


Fig. 20. Z. A.: Zahnräder für Bahnmotoren.

Außer den Achsenzahnrädern aus Stahlguß werden von der AEG auch solche mit auswechselbarem Zahnkranze hergestellt. Die Konstruktion ist ihr durch D. R. P. und D. R. G. M. geschützt.

Diese Ausführungsform bietet gegenüber der vorerwähnten Zahnradkonstruktion weitere Vorteile. Die Zahnräder bestehen aus einem einteiligen oder zweiteiligen Radstern, an dem der Zahnkranz befestigt wird (Fig. 18). Für diesen kann als Material gewalzter Stahl von hoher Festigkeit verwendet werden, wodurch die Lebensdauer der Zahnräder bedeutend erhöht wird. Ist nun schon durch die Verwendungsmöglichkeit von zäherem Material für den Zahnkranz ein Vorteil gewonnen, so wird die Rentabilität noch dadurch erhöht, daß der einmal auf die Achse aufgebrachte Radstern dem Betriebe dauernd erhalten bleibt und nur die weit billigere Montage des Zahnkranzes wiederholt zu werden braucht. Es empfiehlt sich daher, die Radsterne einteilig auszuführen und ein für allemal auf die Laufradachse hydraulisch aufzupressen.

Schiffsschlingerbewegungen und Schlingerdämpfungseinrichtungen.

Von Dipl.-Ing. **Karl Dietze** in **Pirna.**

Mit Abbildungen, Fig. 22 u. 23.

(Fortsetzung aus Heft 4.)

Wesentliche Erfolge in der Dämpfung auftretender Schlingerbewegungen haben nun zwei Einrichtungen gezeitigt, welche daher in letzter Zeit auch auf mehreren Schiffen Eingang gefunden haben: das ist der Schlicksche Schiffskreisel und die Frahmschen Schlingerdämpfungstanks. Der Gedanke an die Verwertung sowohl der Kreiselwirkung als auch der Wirkung frei von Bord zu Bord in besonderen Kammern oder Tanks überschießenden Wassers zur Dämpfung auftretender Schlingerbewegungen eines Schiffes bietet an sich nichts Neues, nur fehlten bisher zu einer praktischen Ausgestaltung die wesentlichen theoretischen Grundlagen, deren erfolgreiche Erkenntnis erst dem bekannten Dr. Schlick und Dr. Frahm in Hamburg gelungen ist.

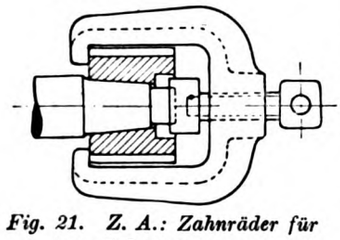


Fig. 21. Z. A.: Zahnräder für Bahnmotoren.

Das Wesen der beiden Schlingerdämpfungsmittel liegt darin, daß mit Hilfe eines neuen schwingenden Gegenstandes eine sekundäre Resonanz eingeschaltet wird, welche die primäre stören und aufheben soll. Mit welchen verhältnismäßig geringen Mitteln dies möglich ist, läßt sich sehr leicht an einem Doppelpendel demonstrieren, bei welchem ein kleines drittes Pendel, daß an die beiden gleichartigen, in Resonanz schwingenden ersten gehängt und durch diese zum Mitschwingen gezwungen wird, sehr bald die Schwingungen der letzteren dämpft und schließlich vollkommen aufhebt.

Schlick benutzt als sekundär mitschwingendes Dämpfungsmittel einen Kreisel, bei welchem die eigentümlichen Kraftäußerungen schnellrotierender großer Massen gegen Ablenkungen für die Dämpfung dienstbar gemacht werden. Es ist eine bekannte Tatsache, daß die großen Schwungradmassen eines solchen in hohe Umdrehung versetzten Kreisels infolge ihrer Beharrung in der einmal angenommenen Umdrehungsebene jedem beliebigen Kräftepaar m_1 (s. Fig. 13, Skz. 3 in Heft 4), das die Rotationsachse abzulenken versucht, sofort ein zweites, gleichgroßes Kräftepaar m_2 entgegensetzen, welches gegenüber der Ebene des ersten Moments M_1 im Sinne der Umdrehung um 90 Grad versetzt ist. Läßt man nun den Kreisel in der Ebene des zweiten Kräftepaares m_2 frei ausschwingen — und dieses wichtige Bindeglied in der Kette der theoretischen Deduktion erkannt zu haben, ist das Verdienst Schlicks, — so muß die eigentümliche Kreiselwirkung sofort noch einmal auftreten in Gestalt eines dritten, gleichgroßen Moments M_3, das wiederum gegenüber der Ebene des zweiten Moments M_2 um 90 Grad im Sinne der Umdrehung versetzt ist und damit wieder in die Ebene des ersten Kräftepaares m_1 fällt, nur mit dem Unterschied, daß es diesmal entgegengesetzt m_1 gerichtet ist und dasselbe in seiner Wirkung aufhebt, da es gleichgroß ist. Kann aber der Kreisel in der Ebene von m_2 nicht frei ausschwingen, so fällt die Bildung des Moments M_2 und damit jede eigentliche Kreiselwirkung fort. Der Kreisel benimmt sich dann wie jeder andere Körper unter gleichen Verhältnissen, und die Rotation der Schwungradmassen selbst bleibt ohne Einfluß.

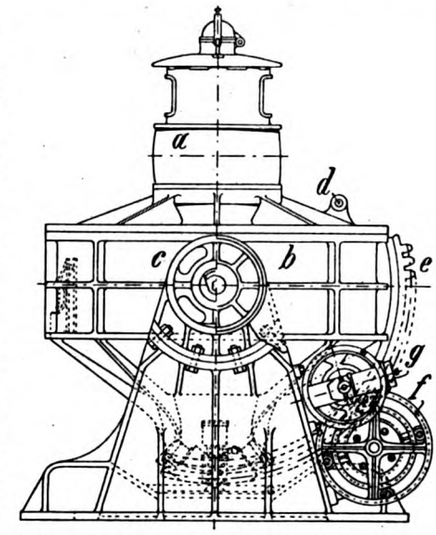


Fig. 22. Z. A.: Schiffsschlingerbewegungen und Schlingerdämpfungseinrichtungen.

Baut man nun einen Kreisel so in ein Schiff ein (Fig. 13, Skz. 4 in Heft 4), daß er in dessen Symmetrieebene frei ausschwingen kann, so wird ein krängendes Moment M_1, mit welchem eine Welle das Schiff seitlich überzuneigen versucht, sofort auf dem Umwege über das Moment M_2 ein gleichgroßes, aber M_1 entgegengesetztes Moment M_3 erzeugen, welches die Krängung aufzuheben bestrebt ist. Infolge des die Kreiselwirkung vermittelnden Moments M_2 wird nun auch der Kreisel in der Längsschiffsebene Schwingungen ausführen müssen, welche unmittelbar den Schiffs- resp. Wellenbewegungen in der Frequenz entsprechen.

Eigentlich kann man nun aber von Schwingungen eines rotierenden Kreisels im landläufigen Sinne nicht sprechen, denn wie im Vorhergehenden gesagt ist, bildet gerade die Verhinderung jeder freien Schwingung das Charakteristikum der Kreiselwirkung. Die Bewegungen des Kreisels infolge des Moments M_2 sind eher aufzufassen als eine ununterbrochene Reihenfolge von Gleichgewichtslagen, die in jedem Zeitteilchen durch die Größe des jeweilig auftretenden Moments M_1 bedingt werden. Dadurch bleiben diese Bewegungen in unmittelbarer Abhängigkeit von der Schiffs- bezw. Wellenbewegung, so daß man den Begriff der Schwingung auch auf die Bewegungen des Kreisels in der Symmetrieebene des Schiffs übertragen kann. Da nun der Kreisel gegen Querschiffsbewegungen starr mit dem Schiffskörper verbunden ist, so wird

er natürlich in der Phase seiner Längsschiffsschwingungen nicht direkt von den Wellen-, sondern von den Schiffsschwingungen abhängen. Die erregende Ursache dieser Schlingerbewegungen des Schiffs, nämlich das krängende Moment M_1 herrscht aber mit ihrem größten Wert in dem Augenblick, wenn die Wellenschräge das Schiff seitlich trifft; das Schiff selbst aber erreicht den größten Ausschlag erst $^1/_4$ Periode später. Es steht infolgedessen im Augenblick der größten erregenden Ursache M_1 gerade aufrecht. In demselben Augenblick hat daher auch das die Kreiselwirkung vermittelnde Moment M_2 seinen größten Wert. Infolge der Resonanz

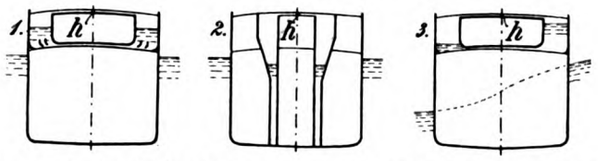


Fig. 23. Z. A.: Schiffsschlingerbewegungen und Schlingerdämpfungseinrichtungen.

zwischen der Ursache M_1 und M_2 und der Folgeerscheinung für ihre Wirkungen muß aber auch der Kreisel in dem Augenblick der größten Werte von M_1 und M_2 gerade aufrechtstehen, denn auch er erreicht infolge der sekundären Resonanz seiner Schwingungen erst $^1/_4$ Periode später seinen größten Ausschlag. Das bedeutet aber, daß die Schwingungen von Schiff und Kreisel in ihren Phasen zusammenfallen. Passiert das Schiff innerhalb einer Halbschwingung die aufrechte Lage, so tut es auch der Kreisel; im Augenblick der größten Überneigung des Schiffes hat auch der Kreisel längsschiffs den größten Ausschlag in der Symmetrieebene des Schiffes.

Die praktische Ausgestaltung eines Kreisels, wie sie in Fig. 22*) für den Peildampfer „Schaarhörn" dargestellt ist, erfordert nur noch einige Modifikationen, die die rechnerisch-theoretische Festlegung seiner Dimensionen ziemlich erschweren. Um z. B. das Zurückschwingen des Kreisels aus seiner äußersten Neigungslage zu erleichtern, ist der untere Teil seines Rahmens im allgemeinen durch Gewichte beschwert. Nun könnte aber der Kreisel nach dem Passieren seiner Mittellage durch die beim Heben dieser Gewichte aufgespeicherte Arbeit die Schiffsüberneigung gerade im ungünstigen Sinne unterstützen. Das ist hauptsächlich der Grund, weshalb eine besondere Bremsung der Kreiselschwingungen möglich sein muß, um diese überschüssige Arbeit zu vernichten. Man bediente sich hierzu bei den ersten Ausführungen gewöhnlicher Bandradbremsen, während heute, nachdem auch der frühere Turbinenhauptantrieb des Kreisels dem rein elektrischen hat weichen müssen, hierzu elektro-magnetisch erregte Lamellenbremsen Verwendung finden. Durch diese Bremsung der Kreiselschwingungen ist es aber auch möglich geworden, beliebige kleinere Schlingerbewegungen des Schiffes durch zweckmäßige Abstimmung der Eigenschwingungen des Kreisels zu dämpfen, wodurch seiner Wirkung ein breiteres Arbeitsfeld geschaffen werden kann.

Bei den Frahmschen Schlingertanks wird eine querschiffs hin- und herschießende Wassermasse zum Mitschwingen in sekundärer Resonanz zu den primär resonierenden Schwingungen des Schiffs und der Wellen gebracht. Zwei bordseits liegende Wasserbehälter von den örtlichen Verhältnissen angepaßter Gestalt sind zu diesem Zweck in ihrem unteren Teile kommunizierend durch ein U-förmig gebogenes Rohr oder mittels zweier Schäc e direkt durch das Außenwasser miteinander verbunden und etw bis zur Hälfte mit Wasser angefüllt (Fig. 23, Skz. 1 u. 2). E ıe obere Rohrverbindung zwischen den beiden Seitentanks gestattet len Ausgleich der Luftvolumenveränderung über dem Wasser in en völlig dichten Tanks, damit das Wasser bei Neigungen des Sc iffes ungehindert aus dem einen in den andern Tank überströı en kann. Diese Luftbewegung kann mittels eines in den Luftkanal e ıgeschalteten Hahnes H (s. Fig. 23, Skz. 1 u. 2) vollständig un ırbunden oder gedrosselt werden, wodurch, wie ersichtlich, die Schv ngungen des hin- und herpendelnden Wassers nach den jewei gen Erfordernissen abgestimmt werden können. (Schluß folgt.)

*) In Fig. 22 bedeutet:
a Anlaßmotor,
b Kreiselscheibe,
c Gehäuse,
d Handrad zur Betätigung der Bremse,
e Zahnsegment zur Übertragung der Schwingungen des Kreisels auf f,
f elektrisch durch die Dynamomaschine g erregte Lamellenbremse.

Sonstige Daten des Schiffskreisels Fig. 22.

Umläufe in der Minute	2000
Leistung in PS normal	4,5
Leistung beim Anlassen in PS ~	10,0
Gewicht des Kreisels ~ Tonnen	8
Länge des Peildampfers „Schaarhörn", in dem der Kreisel eingebaut ist, zwischen den Perpendikeln m	37,5
Seitenhöhe des Schiffes m	6,8
Tiefgang des Schiffes m	2,62 bis 2,82
Deplazement m³	352,25

Vereinfachte Metallstopfbüchse amerikanischer Bauart.

Mit Abbildung, Fig. 24.

Zusammenfassung. Bericht über Versuche zur Vereinfachung der amerikanischen selbstdichtenden Stopfbüchse mit Metallpackung und über eine im Verfolg dieser Versuche entstandene neue Stopfbüchse mit Dicht- und Führungsblöcken, sowie Ringspannfeder, die mit Vordrosselung des Dampfes arbeitet.

Unter allen Metallpackungen für Stopfbüchsen erfreut sich wohl die sog. „amerikanische" der weitesten Verbreitung. Diese erklärt sich augenscheinlich daraus, daß man bei der amerikanischen Stopfbüchse meist geschmeidige Speziallegierungen mit einem Schmelzpunkt von mehr als 700° C findet. Ferner aber auch wohl daraus, daß die Stopfbüchsen den Druckwechseln im Zylinder selbsttätig folgen, d. h. selbstdichtend wirken. Auf Grund dieser Vorzüge ist es daher zu verstehen, wenn man immer wieder von Versuchen hört, die darauf hinauslaufen, jene Packung unseren Bedürfnissen anzupassen.

Das Resultat eines solchen Versuches zeigt Fig. 25.

Bei dieser Stopfbüchse ist vor allem eine Vereinfachung des durch frühere Beschreibung an dieser Stelle schon bekannten ursprünglichen amerikanischen Typs angestrebt. Beibehalten wurde die der amerikanischen Konstruktion eigentümliche und praktisch bewährte Anordnung von je zwei sich diametral gegenüber liegenden Blöcken a. Dagegen wurde der Zusammenhalt der Dichtblöcke a mit den Führungsblöcken b durch Einfügen einer flachen Ringspannfeder d sichergestellt. Die Spannfeder e hinten bohrte man konisch aus und sorgte dafür, daß die Segmente der Packung dauernd nach ein- und derselben Richtung angepreßt werden. Weiter baute man nach dem Zylinderinnern zu zweiteilige, oder durch je einen „ungeteilten Ring zusammengehaltene Ringe ein, um so den Dampf vorzudrosseln. Man erreichte so, daß wie die

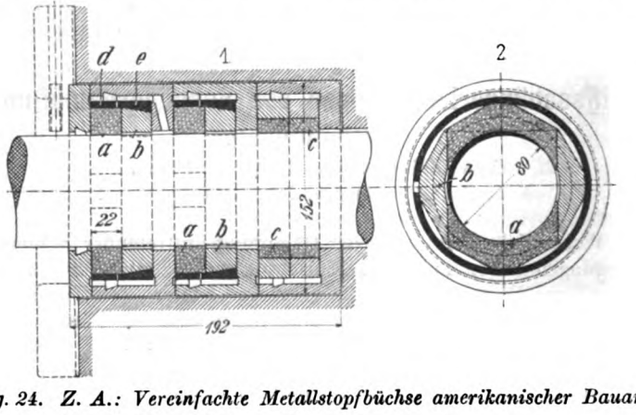


Fig. 24. Z. A.: Vereinfachte Metallstopfbüchse amerikanischer Bauart.

Firma Max Dreyer & Co. in Magdeburg mitteilt, bei Spannungen bis zu 6 at. zwei, bei solchen bis 14 at. drei usw. Kammern in der Stopfbüchse genügen. Die auf der abzudichtenden Stange aufliegenden Blöcke a dagegen sind wie die der amerikanischen Originale, aus einer geschmeidigen Metalllegierung hergestellt, die selbst sehr hohen Überhitzungen noch sicher widersteht. Für die Führungsblöcke b benutzt man eine gute Bronze. Die Legierung ist so zusammengesetzt, daß die Kolbenstange durch sie nicht angegriffen, gleichzeitig aber das Rosten der Stange verhindert wird.

Triebwerke und Maschinen-Elemente

Branchen-Ausgabe V des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur".

Schriftleitung: Ingenieur F. Wilcke, Leipzig.

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Ein interessantes pendelndes Lager.

Mit Abbildung, Fig. 25.

Zusammenfassung. Das Lager kennzeichnet sich dadurch, daß der sonst übliche Schmierring durch eine auf der Welle aufliegende Drahtspirale ersetzt ist. Außerdem kann das ganze Lager um einen in der Grundplatte festgemachten Zapfen in senkrechter Richtung schwingen, während die Verschiebung des Lagers in der Querrichtung durch Langlöcher in der Fußplatte des Lager gesichert ist.

Auf dem Stand den die Firma Smith and Grace, Screw-Boß Pulley Company, Limited in Thrapston und London auf der letzten „Olympia-Ausstellung" in London fand sich auch das durch Fig. 25 in verschiedenen Schnitten veranschaulichte pendelnde Lager.

Dieses gehört zur Klasse der selbstschmierenden und ist vor allem dadurch gekennzeichnet, daß der „Schmierring", wenn man so sagen darf, durch eine Drahtspirale dargestellt wird. Diese liegt an allen Stellen auf der Welle (vgl. Skz. 2) und kreist mit dieser um die Wellenachse. Der Oberteil des Gehäuses dient als Deckel und hängt mit dem Unterteil durch zwei paar Schrauben zusammen. Der Unterteil ist seitlich mit Ölfängern ausgerüstet, auf die sich entsprechende Fortsätze am Deckel aufsetzen. Die Ölfangnuten sind so breit, daß das von der Feder bei ihrer Drehbewegung abspritzende Öl in den Nuten sicher wieder aufgefangen wird, es fließt von da durch Kanäle im Gehäuse dem Ölbehälter unterhalb des Lagers immer wieder zu.

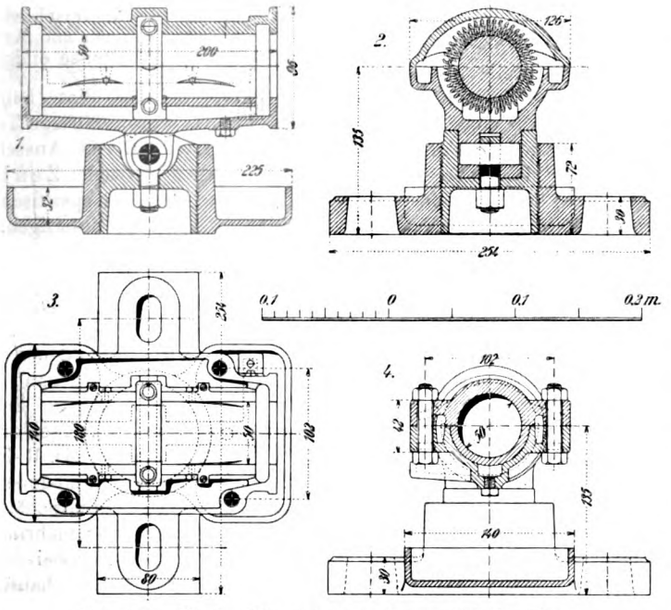


Fig. 25. Z. A.: Ein interessantes pendelndes Lager.

Im weiteren ist der Unterteil des Gehäuses in der Mittelachse mit einer Gabel versehen, in die ein Drehzapfen hineingreift, der seinen Halt in einer zylindrischen Führung der Lagerplatte findet. Diese zylindrische Führung hängt mit der Lagerplatte resp. dem Lagerfuß derart zusammen, daß sie in diesen eingeschraubt ist. Der Lagerfuß seinerseits trägt zwei angegossene Ölfänger und außerdem zwei lange Schlitze, in denen sich die zur Befestigung des Lagers erforderlichen Schrauben führen. Infolge Anordnung dieser Langlöcher hat man die Möglichkeit, das Lager selbst dann sicher zu montieren, wenn einmal die Befestigungsbolzen in ihrer Lage nicht genau mit der Spannung übereinstimmen, andererseits aber läßt sich das Lager auch etwas verschieben, falls einmal die Welle nicht genau die Lage einnehmen sollte, die von vornherein vorgesehen war.

Die Anwendung der Spirale bietet gegenüber dem einfachen glatten Metallschmierring den Vorteil, daß man sicher ist, daß auch tatsächlich Öl in genügender Menge an die Welle gelangt. Bei dem gewöhnlichen glatten Schmierring, wie er sich heute noch in einigen Lagern findet, besteht bekanntlich die große Gefahr, daß das Öl am Ring selbst wieder herunterläuft. Man hilft sich in solchen Fällen, wie ebenfalls bekannt, zwar dadurch, daß man den Ring lose mit Draht umwickelt, an dessen Stelle sogar schon Bindfaden benutzt worden ist, aber der Erfolg ist doch immer nur ein zweifelhafter. Hier dagegen ist die Schmierung durchaus sichergestellt.

Einiges über Schmieren und Ölen.

Mit Abbildung, Fig. 26.

Zusammenfassung. Es werden Ratschläge erteilt, wie man einen Öler einzurichten hat, der allen berechtigten Anforderungen genügt. Im Anschluß daran folgt die Beschreibung und Kritik eines zur Klasse der Dauerschmier-Einrichtungen zu zählenden Tropfölers mit Schwimmer und selbsttätiger An- und Abstellung, der sehr sparsam arbeiten soll.

Auf die gleichmäßige, zuverlässige und dabei doch ökonomische Schmierung der Transmissionen, Kraftmaschinen usw. wird leider immer noch nicht der richtige Wert gelegt. Man findet noch immer Öler, die, was die Betriebssicherheit anlangt, rückständig sind, trotzdem jeder Fachmann weiß, daß bei Verwendung unregelmäßig arbeitender Öler ein Warmlaufen der Lager usw. häufig eintritt und unter Umständen folgenschwere Ereignisse zeitigen kann. Man sucht seine Fehler allerdings gewöhnlich durch sorgfältige Auswahl teurer Maschinenöle zu verdecken, aber die Benutzung des richtigen Ölers ist doch immer die Hauptsache. Und gerade demgegenüber findet man vielfach noch die billigsten und schlechtesten Öler sogar auf Maschinen, deren Wert sich auf viele Tausende von Mark beläuft. Der Fabrikant übernimmt eben bei der Ablieferung der Maschinen gewöhnlich nur Garantien für Teile, die er selbst herstellt. Tritt dann später einmal ein Defekt ein, der nachweislich durch schlechte Schmierung hervorgerufen wurde, so zieht sich der Fabrikant einfach dadurch aus der prekären Situation, daß er die Wartung der Maschinen als mangelhaft bezeichnet.

Selbstverständlich gibt es auf der anderen Seite eine ganze Anzahl Maschinenfabriken, die ihre Sorgfalt sogar speziell auf das Gebiet der Öler erstrecken, ein Zeichen, daß sie eben die Wichtigkeit dieses Teiles der Maschine erkennen. —.

Welche Verluste durch mangelhafte Schmierung und dadurch hervorgerufenes Warmlaufen auch nur eines einzigen Lagers entstehen, kann man sich dadurch vorstellen, daß man annimmt, es sei dadurch beisp. die Betriebsmaschine eines Stahlwerkes zum Stillstand gekommen. —

Die zurzeit speziell bei Wellensträngen und kleineren Maschinen meist im Gebrauch befindlichen Schmiergefäße, die sog. Tropföler, wirken alle durch den Druck des in der Vase befindlichen Öles. Das Öl drängt sich durch eine regulierbare Öffnung am Boden des Gefäßes in dessen unteren Teil und geht von da zur Schmierstelle.

Dieser Ölertyp hat nun leider, so einfach er an sich ist, den Nachteil, daß der Ölabfluß proportional zum Ölstand im Schmiergefäße abnimmt. Nehmen wir beispielsweise an, daß zum Kalthalten eines Lagers 30 Tropfen von bestimmtem Gehalt in der Minute erforderlich sind, und daß das Schmiergefäß im gefüllten Zustande darnach einreguliert worden sei, so wird man bei der Beobachtung des Ölabflusses bemerken, daß sich mit dem Sinken des Ölstandes auch die Tropfenzahl verringert, und daß weiter der Ölabfluß, wenn sich der Ölstand der Ausflußöffnung nähert,

nicht mehr 30 Tropfen, sondern nurmehr fünf bis sechs Tropfen in der Minute beträgt. Dieser Umstand aber muß, wenn die 30 Tropfen gerade die zum Kalthalten des Lagers als Minimum erforderliche Ölmenge darstellen, unvermeidlich ein Warmlaufen des Lagers hervorrufen.

Wird dagegen umgekehrt das Schmiergefäß so eingestellt, daß der Ölabfluß selbst beim niedrigsten Ölstand noch 30 Tropfen in der Minute beträgt, so erhält das Lager, wenn die Schmiervase ganz mit Öl gefüllt ist, statt der für eine effektive und ökonomische Schmierung ausreichenden 30 Tropfen ca. 150 bis 180 in der Minute, also fünf- bis sechsmal mehr, als tatsächlich erforderlich sind. Ein altes Sprichwort sagt nun zwar: „Wer gut schmiert, der gut fährt", im vorliegenden Falle ist das aber unangebracht, da der Schmiereffekt durchaus nicht proportional der Schmiermenge abnimmt und das überflüssig ablaufende Öl eine direkte Ölvergeudung darstellt. Läuft ein Lager einmal normal, so wird es nicht leichter gehen, selbst wenn man ihm noch einmal so viel Öl als erforderlich, zuführt.

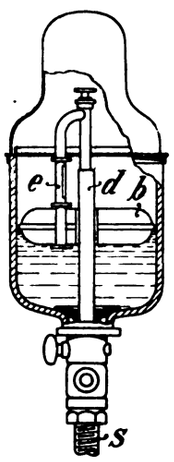


Fig. 26. Z. A.: Einiges über Schmieren u. Ölen.

Ein anderer Nachteil des Tropfölers ist darin zu finden, daß er nicht imstande ist, das Eindringen von Staub und Schmutz in die Maschine zu verhindern. Diese Unreinigkeiten würden die Abflußöffnungen der Schmiergefäße verstopfen, den Ölabfluß verhindern und durch Warmlaufen des Lagers Kalamitäten herbeiführen.

Der Ipsag A.-G. für Armaturen- und Apparatebau in Berlin scheint es nun gelungen zu sein, ein Schmiergfäß zu konstruieren, das die vorstehend besprochenen Nachteile vermeidet. Bei diesem Öler (Fig. 26) fließt das Öl nicht durch eine Ausflußöffnung am Boden aus, sondern wird mittels eines Syphons abgezogen; dieser schwimmt auf der Oberfläche des Öles und kann mithin nur das reine Öl von oben aufsaugen. Demnach müssen alle im Öl etwa sich befindenden Schmutzpartikel auf dem Boden des Gefäßes sich ablagern, können also unmöglich in die Maschine gelangen. Eine Verstopfung der Ausflußöffnung S erscheint somit ausgeschlossen, zumal das Öl durch ein weites Rohr zirkuliert und nicht, wie bei einigen der bisher bekannten Tropföler, wenn man so sagen darf, durch ein kleines Loch gepreßt wird. Demnach ist hier die Betriebssicherheit des Apparates proportional zu dem größeren Querschnitt des Abflußrohres gegenüber der kleinsten Ausflußöffnung des Tropfölers größer. Dabei übt es keinen Einfluß aus, ob das Gefäß ganz mit Öl gefüllt oder beinahe leer ist, weil der Syphon b unabhängig vom Ölniveau stets gleichmäßig arbeitet.

Ist das Öl aus der Vase ausgelaufen, so setzt sich der am Hebel befestigte Ansatz auf die Platte oder auf den Boden der Vase, der zum Zwecke des dichten Verschlusses glatt geschliffen ist und schließt mit ihm hermetisch ab. Das Gewicht des Schwimmers b mit dem Heber bewirkt übrigens den hermetischen Verschluß nur dann, wenn der Schwerpunkt des Systems unterhalb der Stützfläche des Ansatzes liegt. Aus diesem Grunde ist das Hebersystem exzentrisch anzuordnen.

Infolge des hermetischen Abschlusses des Ansatzes mit der Platte tritt Gleichgewicht im System ein und das im Heber befindliche Öl kann nicht auslaufen. Die Gleichgewichtslage wird gestört, sobald die Vase von neuem mit Öl gefüllt wird. Ist der Schwimmer mit Öl bedeckt, so wirkt sein Auftrieb dem Gewicht des Systems entgegen. Durch die Differenz dieser beiden Gewichte bildet sich ein neues Kräftepaar, dessen Moment so groß ist, daß der hermetische Verschluß aufgehoben wird; ist dieser gelöst, so steigt der Schwimmer wieder und schwimmt auf dem in die Vase gefüllten Öl. Das Hebersystem beginnt damit seine Tätigkeit von neuem.

Hat sich die Vase abermals geleert, so tritt von neuem ein Verschluß ein und so fort. Der Öler kann so Monate lang arbeiten, ohne daß an der Regulierung sich etwas ändern würde.

Nun ist aber bekannt, daß jede Maschine zu Anfang des Betriebes, d. h. beim Anlassen, eine reichlichere Ölzufuhr erfordert, als während des Ganges. Man hätte also nach Vorstehendem zu befürchten, daß in diesem Falle der Öler versagt. Aber auch dafür ist Vorsorge getroffen. Der Syphon arbeitet nämlich, wenn der Hahn geschlossen und das Gefäß außer Betrieb gesetzt ist, noch solange weiter, bis das Ölniveau des mittleren Führungsrohres mit dem Ölstande in der Vase korrespondiert. Das auf diese Weise, wie man sagt, „akkumulierte" Öl fließt beim Wiederinbetriebsetzen des Gefäßes — das durch Öffnen des Hahnes geschieht — rasch ab und so erhält die Maschine das reichliche Quantum Öl, dessen sie beim Anlassen bedarf.

Der Schwimmapparat benötigt im übrigen keiner weiteren Wartung. Man braucht beim Inbetrieb- resp. Außerbetriebsetzen nur den Hahn zu öffnen, bezl. zu schließen. Ist der Öler einmal einreguliert, so wird er ununterbrochen und regelmäßig diejenige Ölmenge, deren die Maschine bedarf, abgeben. Betriebstörungen infolge mangelhaften Funktionierens des Schmiergefäßes sollten also wohl ausgeschlossen sein.

Ein Deckel, der bei der Reinigung des Gefäßes, die, nebenbei bemerkt, während des Betriebes vorgenommen werden kann, sich abnehmen läßt, schützt den Apparat vor dem Eindringen von Staub und Schmutz.

Sind mehrere Lager zu schmieren, so empfiehlt es sich, an Stelle von einzelnen Ölern Zentralöler zu verwenden. Man braucht dann nicht jeden Öler einzeln zu bedienen. Ebenso werden Betriebsstörungen, die dadurch entstehen können, daß man einen Öler vergißt, so sicher vermieden.

Die Heine-Abscheider.

Mit Abbildungen, Fig. 27 bis 32.

Zusammenfassung. Beschrieben ist ein neuartiger Abscheidertyp, dessen Wirkung auf einer Vereinigung von Zentrifugal- und Stoßkraft basiert und der für die verschiedensten technischen Zwecke in den verschiedenartigsten Formen und Arten ausgeführt wird. Tabellen geben über die Größenverhältnisse einiger der Arten Auskunft.

Dampf und Gas, diese beiden für die Industrie so unentbehrlichen Kräfte führen flüssige Teilchen mit sich, die ausgeschieden werden müssen. Dieses Ausscheiden erfolgt in besonderen Apparaten, in denen entweder Zentrifugalkraft oder Stoßkraft benutzt wird, um die spezifisch schwereren Teilchen aus dem Gas- oder Dampfstrom zu beseitigen. Die Zentrifugalabscheider werden meist nur für Dampfentölung verwandt, während die Stoßkraftabscheider namentlich auch für Abscheidung aus Gasen dienen.

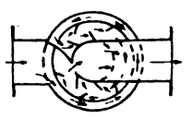


Fig. 27.

Abscheider, in denen Zentrifugal- und Stoßkraft vereint zur Wirkung gelangen, stellt die Firma C. Heine in Düsseldorf her. In diesen Abscheidern (D. R.-P. und G. M.) wird der zu reinigende Stoff, je nach der gewünschten Schärfe der Abscheidung, ein oder mehrmals im Kreise herumgeführt, wobei derselbe an besonders geformten Schaufeln die flüssigen Bestandteile absetzt. Form, Anzahl und Befestigungsart der Schaufeln hängen von der Geschwindigkeit des durchziehenden und von der Konsistenz des abzuscheidenden Stoffes ab.

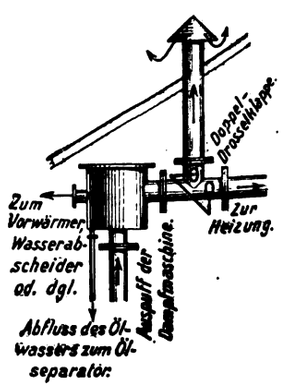


Fig. 28.

Fig. 27 u. 28. Z. A.: Die Heine-Abscheider.

Fig. 27 ist eine schematische Schnittzeichnung eines Apparates für schärfere Abscheidung.

In Dampfbetrieben werden derartige Abscheider benutzt zum Trennen von Flüssigkeiten aus Dampf, wie auch zum Entölen von Dampf. Für ersteren Fall werden sie, vor die Dampfmaschine, vor die zu heizenden Apparate u. dergl. geschaltet, um dem Dampfe die Feuchtigkeit zu entziehen und somit seine Leistungsfähigkeit zu erhöhen. Wie wichtig es ist, daß die im Dampfe enthaltenen Wasserteilchen möglichst vollkommen ausgeschieden werden, ist allgemein bekannt, da sie, nicht nur in den Rohrleitungen dem Dampfe weitere Wärmemengen entziehen, sondern auch zu Brüchen u. dergl. Anlaß geben. Ein Abscheider kann demnach gar nicht scharf genug abscheiden. Statt der im allgemeinen hierfür üblichen recht primitiven Apparate, die diesen Zweck nur sehr unvollkommen erfüllen, sollte

man also nur Apparate mit scharfer Abscheidung wählen, z. B. den Fig. 27.

Mit einigen Abweichungen werden dieselben Apparate nun auch als Dampfentöler verwandt.

Die größeren Abscheider werden aus Blech hergestellt, autogen geschweißt, wobei man den örtlichen Verhältnissen in weitestem Sinne Rechnung tragen kann, indem sich Ein- und Austrittstutzen fast beliebig am Apparate anbringen lassen. So ist es z. B. möglich, mit einem Stutzen in den Apparat hineinzugehen und den entölten Dampf bei zwei Stutzen austreten zu lassen. Fig. 28 zeigt eine solche Anordnung. Da diese Entöler keinen merklichen Widerstand bieten und sich nicht verstopfen, kann man sie auf dem Auspuffrohr über Dach anbringen, wo sie zugleich als Schalldämpfer und Wasserfänger dienen.

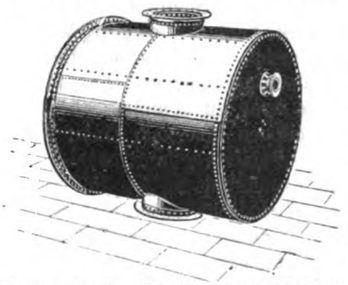


Fig. 29. Z. A.: Die Heine-Abscheider.

Auch Preßluft verlangt Entöler, wenn sie in Kolbenkompressoren erzeugt mit Öl vermengt ist. Weniger zum Antreiben von Preßluftwerkzeugen, als vielmehr für chemische Zwecke ist das Ausscheiden des mitgerissenen Öles erwünscht. Fig. 32, zeigt einen Preßluftentöler, aus Elektrostahlguß hergestellt, für 90 at. Druck mit abgenommenem Deckel.

Diese Preßluftentöler werden in den Abmessungen der folgenden Tabelle I angefertigt:

Tabelle I.

Abscheider Mod. „E“ in Gußeisen für Abdampfentölung und für Gase.*) (Fig. 30.)

Maße in mm.

d. l. W.	g.	b.	e.	c.	h.	a.	Gasrohranschl. f.	Preis Mk.	Gew. ca. kg
32	70×120 oval	105	70	60	130	180	1/2“		9
40	85×125 oval	135	80	70	150	195	1/2“		14
50	160	180	135	105	240	290	3/4“		33
60	175	180	135	105	240	290	3/4“		37
70	185	210	145	190	335	315	3/4“		50
80	200	210	145	190	335	315	3/4“		56
90	215	260	170	160	330	375	1“		70
100	230	260	170	160	330	375	1“		80
125	260	395	205	190	395	520	1“		165

Sehr vielseitig ist nun das Anwendungsgebiet dieser Apparate zum Reinigen der Gase von Flüssigkeiten.

Dadurch, daß man in den Generatoren heute auch minderwertige Brennstoffe vergast, die in der Hauptsache zu motorischen und Heizzwecken Verwendung finden, hat das Gas an Interesse gewonnen. Dasselbe, aus Anthrazit, Steinkohle, Braunkohle, Koks, Torf, Holzkohle u. dgl. erzeugt, ist fast immer durch Teer und öfters auch durch Wasser verschmutzt. Alles Bestandteile, die dem Gase unbedingt so weit als möglich entzogen werden müssen, um Betriebsstörungen zu vermeiden. Je nach der Zähigkeit des Teeres muß dann die äußere Form dieser Abscheider gewählt werden, um größere Ansammlungen, die zu Verstopfungen Anlaß geben könnten, in den Abscheidern zu verhindern.

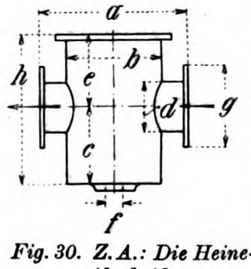


Fig. 30. Z. A.: Die Heine-Abscheider.

Die Gasreiniger werden für jeden einzelnen Fall nach der gegebenen Gasmenge besonders berechnet. Überschläglich gilt die Tabelle II. Sie dienen übrigens nicht nur zum Abscheiden von flüssigen Teilen aus bituminösen Stoffen, sondern auch die chemische Industrie hat viel Verwendung für sie und zwar für die verschiedenartigsten Gase, aus denen irgendwelche Flüssigkeiten oder auch staubförmige Teilchen zu trennen sind.

*) Die Apparate der Tabelle sind auch für Dampfwasserabscheidung geeignet.

Durch Anbringung von Düsen ergibt sich ein brauchbarer Gaswascher und Gaskühler. Wird in diesem Gas gewaschen, also in intensive Verbindung mit Wasser gebracht, so wird sich dasselbe nicht nur sättigen, sondern auch noch Wasser im Überschuß mit sich führen. Dann dienen die Apparate als Wasserabscheider und zeigt Fig. 29 einen solchen zum Trennen von Wasser aus Hochofengas für 700 mm Rohranschluß.

Tabelle II.

Gasreiniger für vertikale Leitung. (Fig. 31).

Maße in mm.

Quantum in cbm/stdl.	a. (l. W.)	b	c	d	e	f
250	150	290	420	520	990	25
450	200	350	560	650	1170	30
650	225	370	600	750	1300	35
1000	275	425	740	850	1460	40
1250	300	450	790	950	1580	45
1500	350	520	900	1100	1790	50
2500	425	600	1050	1350	2115	55
3250	500	680	1280	1500	2350	60
4250	525	710	1360	1650	2525	65
5000	600	790	1520	1900	2850	70
5750	650	840	1630	2100	3100	80

Schiffsschlingerbewegungen und Schlingerdämpfungseinrichtungen.

Von Dipl.-Ing. **Karl Dietze** in **Pirna.**

Mit Abbildung, Fig. 33.

(Schluß aus Heft 6.)

Die Schwierigkeit in der Bemessung der Tanks liegt nun darin, die Verbindungen derselben und ihre eigene Querschnittgestaltung namentlich in ihren unteren, überleitenden Teilen derart zu wählen und theoretisch zu bestimmen, daß das beim Schlingern des Schiffs darin überschießende Wasser die Periode der Eigenschwingungen des Schiffs annimmt. Um dies zu erleichtern, sind meist in die unteren trichterartig ausgestalteten Übergänge von Tank in die Querschiffskanäle besondere Richtungsweiser in Gestalt von Leitblechen eingebaut, um Wirbelbildungen und Stauungen des arbeitenden Wassers nach Möglichkeit auszuschalten. Das allein genügt jedoch noch nicht, sondern um eine reine sekundäre Resonanz zu den Schiffs- und Wellenbewegungen sicher zu erwirken, müssen die Schwingungen des Wassers in den Schlingertanks, wie vorher gezeigt, noch so gestaltet werden, daß zwischen ihrer erregenden Ursache und ihrer größten Wirkung wiederum eine Phasenverschiebung von 1/4 Periode auftritt. Da nun schon die Schlingerbewegungen des Schiffs (primäre Wirkung) den sie erregenden Schwingungen der Wellen (primäre Ursache) um 1/4 Periode, und wiederum die Schwingungen der in den Schlingertanks bewegten Wassermassen (sekundäre Wirkung), denen des Schiffs, durch welche sie erregt und erhalten werden (sekundäre Ursache), um 1/4 Periode nacheilen, so besteht zwischen den Schwingungen des Tankwassers und denen der Wellen insgesamt eine Phasenverschiebung von $2 \times 1/4$, also 1/2 Periode oder 180 Grad. Das bedeutet aber, daß in dem Augenblick, wo die Wellenschräge mit ihrem größten Werte das Schiff überzuneigen versucht, das Wasser in dem dem Wellenberg zugewandten Tank den höchsten Stand erreicht haben muß, damit eine möglichst vollkommene Dämpfung der Schlingerbewegung des Schiffs eintritt (Fig. 23 in Heft 6). Interessant ist die Tatsache, daß man schon mit einer Wassermasse von nur ca. 2% vom Deplacement auskommt, um eine ganz verblüffende Dämpfung der Schlingerbewegungen eines Schiffes zu erzielen. Dabei ist der geringe Raumbedarf und die Verwertbarkeit untergeordneter Räume von besonderem Vorteil, auch die nötigen Ventile, Lüftungs- und Entwässerungseinrichtungen fallen verhältnismäßig einfach aus, so daß die Frahmschen Schlingertanks gegenüber dem Kreisel nicht zu unterschätzende Vorteile bieten, namentlich unter zusätzlicher Berücksichtigung des Umstands, daß bei schönem Wetter das

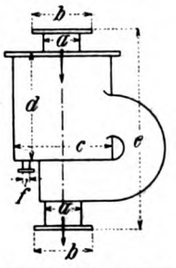


Fig. 31. Z. A.: Die Heine-Abscheider.

Wasser aus den Schlingertanks ohne weiteres entleert werden kann, so daß es mit seinem Gewicht in Fortfall kommt, während beim Kreisel das tote Gewicht unter allen Umständen restlos mitgeführt werden muß.

Die Wirkung beider soeben eingehend beschriebenen Schlingerdämpfungsmittel ist eine sehr intensive, wie sich an Modellversuchen und den tatsächlichen, im Betriebe gemachten Erfahrungen gezeigt hat. Ob sich aber diese beiden Neuerungen in breiterem Maße einführen und sich weiter im großen Schiffsbetriebe behaupten werden, darüber läßt sich vorläufig ein abschließendes Urteil nicht fällen. Wahrscheinlich ist es nicht. Denn es mag zweifelhaft erscheinen, ob die Dämpfung lediglich der Schlingerbewegungen eines Schiffes — Stampfbewegungen werden ja in keiner Weise dadurch beeinflußt — als für Handelsdampfer so wünschenswert und vorteilhaft anzusehen ist, daß dafür Opfer an Antriebseffekten, Raum, Tragfähigkeit, Anschaffungs-, Lizenz-, Unterhaltungs- und Betriebskosten gerechtfertigt sind. Jedenfalls müßte auf Kriegsschiffen die Einrichtung gepanzert werden, weil ihre Wirksamkeit besonders im Gefechtsfalle gesichert sein möchte, wodurch die vorgenannten Bedenken noch gewichtiger werden.

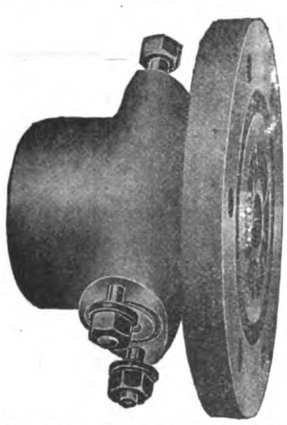


Fig. 32. Z. A.: Die Heine-Abscheider.

Jedoch ist durch beide Erfindungen ein ganz wesentlicher Fortschritt erreicht: Die Schlingerdämpfung läßt ohne weiteres eine einseitige Vergrößerung der Breite, unabhängig von den übrigen Schiffsdimensionen, zu, welcher bisher eben aus Rücksicht auf die zu befürchtenden unmöglichen Schlingerbewegungen und aus anderen Gründen eine relative Grenze gesetzt war. Dies erscheint besonders beachtenswert, weil bei dem gegenwärtigen Stand der Deplacementsentwicklung der jetzt erreichte Tiefgang der Schiffe zur Vergrößerung des Deplacements infolge der beschränkten Hafen- und Kanaltiefenverhältnisse nicht weiter herangezogen werden kann. Außerdem wirkt die Dämpfung zweifelsohne auch günstig auf die Geschwindigkeit, die Steuer- und Manövrierfähigkeit der Schiffe ein. Wie jedoch die Beanspruchungen des Schiffskörpers im ganzen und lokal ausfallen, das bleibt vorläufig noch zu untersuchen. Dazu tritt als sicherlich unangenehme Begleiterscheinung, daß beide Dämpfungsmittel erst durch die Schlingerbewegungen des Schiffs erregt werden und zur Wirkung kommen, wenn die Krängung bereits eingeleitet ist. Ferner wird das Schlingern des Schiffs durchaus nicht total unterdrückt, weil kleine Schwingungen immer noch zur Aufrechterhaltung der Dämpfungsschwingungen nötig bleiben, sondern es wird nur sehr stark gemildert. Schließlich müssen diese verbleibenden Schlingerbewegungen auch noch verschieden stark ausfallen, weil infolge der teilweisen Unregelmäßigkeit des Wellengangs und auch der Schwingungsperiode des darin fortbewegten Schiffs das zweckmäßige und notwendige Ineinanderspielen der verschiedenen primären und sekundären Schwingungszustände häufig gestört wird. Endlich ist es nicht ausgeschlossen, und hierüber wird uns die Zukunft Aufklärung bringen, daß sich diese beiden Schlingerdämpfungsmittel nur auf Schiffen mit ganz besonderen Stabilitäts-, Form- und Masseneigenschaften behaupten, wie sich z. B. Schlingerkiele nur besonders für steife, schnellschlingernde Schiffe eignen, so daß ihr Verwendungsgebiet noch mehr beschränkt sein dürfte.

Diese Schlingerkiele, Fig. 33, welche in der Schiffahrt den ersten praktisch durchgeführten Versuch zu einer Schlingerdämpfung darstellten, bilden an sich keine eigentliche selbständige Dämpfungseinrichtung, welche in theoretische oder konstruktive Abhängigkeit von den individuellen Eigenschwingungen des Schiffs gebracht worden wäre. Es sind vielmehr einfache, etwa in Höhe der Kimm auf $^1/_3$ der Schiffslänge an den Rumpf angesetzte seitliche Längskiele, welche lediglich den Zweck haben sollten, auf die Schlingerbewegungen des Schiffs durch ihren Flächenwiderstand gegen das Rollen dämpfend zu wirken. Außer einer kleinen Vergrößerung der Schlingerperiode wurde dadurch tatsächlich die Wirkung hervorgerufen, daß sich die Ausschläge des Schiffs nach beiden Seiten hin verkleinerten, und daß das Schiff nach verhältnismäßig kurzer Zeit zur Ruhe kam. Die ersten günstigen Erfahrungen mit diesen Schlingerkielen führten denn auch bald dazu, daß dieselben in breitestem Maße, vor allem wohl hauptsächlich auch ihrer Billigkeit halber, Eingang fanden, und auch heute noch finden wir sie bei fast jedem nach empirischen Grundlagen konstruierten Schiff.

Neuerdings ist man jedoch in der Beurteilung der Wirkungsweise solcher Schlingerkiele etwas skeptischer geworden, denn die Hoffnungen, die man von mancher Seite auch heute noch daran knüpft, scheinen etwas übertrieben gewesen zu sein. Man machte nämlich die erstaunliche und anscheinend ganz widersinnige Erfahrung, daß manche Schiffe, die zwar ohne Schlingerkiele schon starke Tendenz zum Schlingern zeigten, nach Anbringung solcher Schlingerkiele erst recht und noch mehr dazu neigten. Deshalb entfernte man die Schlingerkiele schleunigst wieder, ohne jedoch der wahren Ursache zunächst auf die Spur zu kommen. Als man jedoch die Bewegungen der Wasserteilchen innerhalb einer Welle und zwar in der Vertikalebene der Fortbewegungsrichtung der Welle näher verfolgte, mußte man namentlich in den Fällen der Resonanz zwischen den Schiffs- und Wellenschwingungen oder bei sehr langsam gegenüber den Wellen schwingenden Schiffen zu der Überzeugung kommen, daß die Schlingerkiele unter Umständen sogar die Schlingerbewegungen eines Schiffs unterstützen können. Die Wasserteilchen nehmen nämlich in solchen Fällen innerhalb einer Welle Bewegungen an, welche in Richtung und Geschwindigkeit mit denen der schwingenden Unterwasserschiffsteile zusammenfallen oder in letzterer diese sogar übertreffen können. Unterstützen sie also in solchen Fällen bereits bei glatten Schiffen die Schlingerbewegungen durch die an den benetzten Schiffsteilen dann entstehenden Oberflächenreibungen, so gilt dies in besonders hohem Maße, wenn durch abstehende Schlingerkiele direkt Flächen geschaffen sind, welche senkrecht zu den mittleren Bewegungsrichtungen dieser Wasserteilchen stehen. Durch die auf diese Flächen erzeugten Drücke muß dann natürlich die Schlingerbewegung eines Schiffs direkt unterstützt werden, und die Wirkung schlägt ins Gegenteil der beabsichtigten um.

Anders dagegen verhalten sich Schlingerkiele bei sehr steifen, schnellschlingernden Schiffen, die also ein großes Stabilitäts- und ein kleines Massenträgheitsmoment besitzen. Dort sind Schlingerkiele angebracht, weil eine nachteilige Wirkung der Bewegungserscheinungen der einzelnen Wasserteilchen innerhalb einer Welle nicht zu befürchten ist; sie werden sich bei solchen Schiffen auch weiter behaupten. Was den Schlingerkielen aber auch allgemein vor den anderen besprochenen Einrichtungen ganz allein zu so großer Beliebtheit verholfen hat, ist die Tatsache, daß sie infolge ihrer beträchtlichen Längsausdehnung gleichzeitig auch dämpfend auf die Stampfbewegungen wirken.

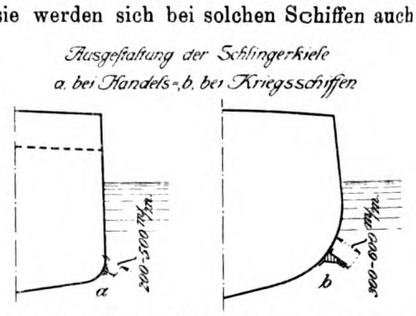


Fig. 33. Z. A.: Schiffsschlingerbewegungen und Schlingerdämpfungseinrichtungen.

Damit ist die Reihe der praktisch in Verwendung kommenden Schlingerdämpfungseinrichtungen geschlossen. Nebenher existieren eine Menge von teils sehr geistreichen, teils sehr unwahrscheinlichen Mitteln, die wie etwa die Bessemersche pendelartige Aufhängung des inneren Schiffs in einem äußeren Schwimmkörper von Schiffsgestalt nur eine Ausführung erleben, oder über das Stadium des Versuchs oder reinen Vorschlags nicht hinausgekommen sind.

Das neue **Rollenlager** von Henry Hess in Philadelphia, Patent 255 500, kennzeichnet sich dadurch, daß die Rollen mittels besonderer Vorrichtungen in radialer Richtung ausdehnbar sind; weiter wird jede Rolle durch einen längs-geschlitzten Mantel und in diesem sitzendes nachstellbares Erweiterungsorgan gebildet. Ebenso hat ein in dem Rollenmantel befindlicher Schlitz die Gestalt eines Schraubenganges oder eines Teils eines solchen und endlich besteht das Erweiterungsorgan aus einem in der Rolle längs verschiebbaren, abgestumpften Kegel. Die Innenfläche des Rollenmantels ist naturgemäß entsprechend der Form dieses Kegels nach Art eines Hohlkegels ausgebildet.

Triebwerke und Maschinen-Elemente

Branchen-Ausgabe V des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur".

Schriftleitung: Ingenieur F. Wilcke, Leipzig.

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Ein Beitrag zum Kapitel Rohr-Kompensatoren.

Mit Abbildungen, Fig 34 bis 36.

Zusammenfassung. Beschrieben sind Rohr-Kompensatoren, wie sie unter dem Namen Gelenkkompensatoren bekannt sind. Vom Kniegelenk-Kompensator ist eine Maßtabelle gegeben, vom Kugelgelenk-Kompensator die Resultate amtlicher Versuche. Die betreffenden Kompensatoren sind konstruktiv einfach und haben sich auch als auf die Dauer brauchbar erwiesen. Reparaturen bezl. Nachdichtungen sind leicht ausführbar.

Rohr-Kompensatoren, zum Ausgleich der Längenausdehnungen von Rohrleitungen, werden heute nahezu von allen Werken geliefert, die sich mit der Anlage von Rohrleitungen überhaupt befassen. Ob allerdings alle demzufolge auftretenden Neuerscheinungen wirklichen praktischen Wert haben, das ist eine zweite Frage. Zu denjenigen Typen, an deren praktischer Brauchbarkeit nicht zu zweifeln ist, gehören die durch Fig. 34 bis 36 dargestellten; alle vier, Konstruktionen der Gesellschaft für Hochdruckrohrleitungen m. b. H. in Berlin.

Das bekannteste Fabrikat genannter Firma ist der **entlastete Rohr-Kompensator** System König, auf den wir an dieser Stelle vor einiger Zeit schon einmal eingegangen sind. Es sei deshalb heute nur erwähnt, daß dieser Kompensator die günstigen Eigenschaften der Stopfbüche in sich vereint, deren Nachteile dagegen vermeidet.

Die mit dem Kompensator angestellten Versuche haben bewiesen, daß dieser selbst bei hohem Druck und hohen Temperaturen sicher abdichtet und auch auf längere Zeit dicht hält, ohne daß man ihn nachzuziehen braucht, und daß schließlich, falls die Verbindung wirklich einmal undicht geworden sein sollte, durch einfaches Nachziehen ein neues Dichthalten schnell zu erreichen ist. Die Konstruktion des Kompensators bietet weiter die erforderliche Sicherheit für eine günstige Dampfführung.

Der Kompensator wird für lichte Weiten von 100 bis 300 mm normal, und darüber hinaus auf Wunsch, ausgeführt.

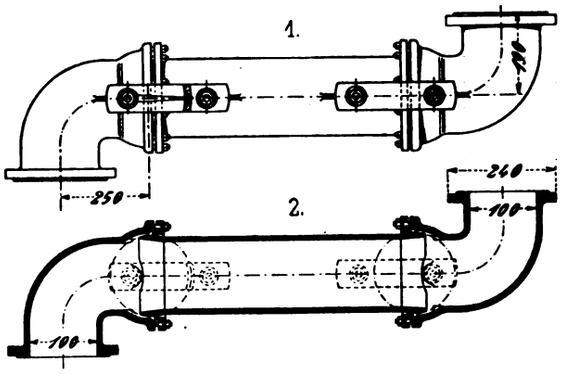


Fig. 34.

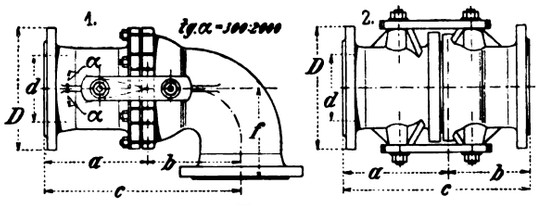


Fig. 35.

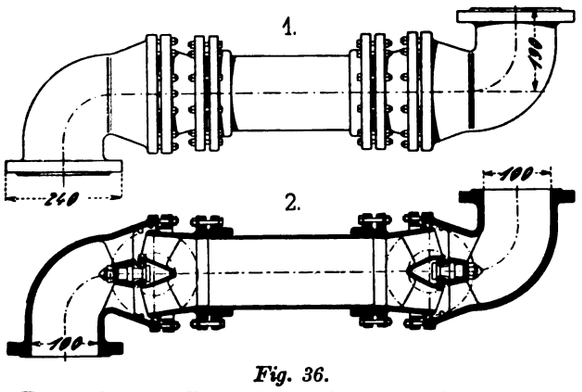


Fig. 36.

Fig. 34 bis 36. Z. A.: Ein Beitrag zum Kapitel Rohr-Kompensatoren.

Dem entlasteten Rohr-Kompensator steht als neue Konstruktion der **Gelenk-Kompensator** System König gegenüber. Dieser wird als Kniegelenk-Kompensator und als Kugelgelenk-Kompensator ausgeführt.

Der Kniegelenk-Kompensator, den Fig. 34 im Längenschnitt und in der Ansicht wiedergibt, ist, wie schon sein Name sagt, in der Art eines Kniegelenkes, d. h. nur in einer Ebene drehbar. Die Abdichtung erfolgt in derselben Weise wie beim entlasteten Rohr-Kompensator, d. h. es sind schmale lange Packungen vorhanden, die aus einem Material bestehen, das ein langes Dichthalten gewährleistet und durch Temperaturen bis 500° C nicht verändert wird.

Zur Aufnahme des Dampfdruckes dienen vier außenliegende Bolzen, sowie die mit den Bolzen verbundenen Schienen. Durch diese Verbindung wird sowohl der innere Druck als auch der Unterdruck aufgenommen. Die ganze Anordnung zur Aufnahme des Druckes bedingt einen geringen Reibungswiderstand. Da nun auch der Reibungswiderstand der Packung ein geringer ist, so gehören die Gelenk-Kompensatoren Fig. 34 zu den leicht beweglichen; sie sind geeignet, Verspannungen in den Rohrleitungen zu beseitigen und deren Betriebssicherheit zu erhöhen. Ebenso wird bei ihnen der axiale Druck nicht von den Dichtungsflächen aufgenommen, es ist also auch in dieser Hinsicht eine große Sicherheit vorhanden. Endlich wird, wie oben schon klargelegt wurde, keine metallisch geschliffene Dichtungsfläche verwendet, weil diese nach Ansicht genannter Gesellschaft wegen ihres großen Reibungswiderstandes bei der Bewegung und wegen der schwierigen Nacharbeit falls sie undicht geworden sind, für derartige Kompensationsapparate überhaupt ungeeignet sein sollen.

Die Hauptabmessungen gehen unter Bezug auf Fig. 35 aus nebenstehender Tabelle hervor.

Der Kugelgelenk-Kompensator System König (Fig. 36) deckt sich, soweit es sich um das Konstruktionsprinzip bezl. der Abdichtung und der Vermeidung der metallischen Dichtflächen handelt, mit dem Kompensator (Fig. 34); er unterscheidet sich von ihm jedoch dadurch, daß er nach allen Richtungen hin beweglich ist, und daß sich die zwangläufige Kugelführung innerhalb des Apparates befindet. Die Anordnung ist so gewählt, daß sie sowohl den inneren Druck als auch den äußeren Überdruck aufnimmt, ohne daß dazu Federn usw. erforderlich wären. Das Kugelgelenk ist im Betriebe ebenso leicht beweglich, wie das Kniegelenk, ebenso wird der Kugelgelenk-Kompensator in denselben Druckgrößen ausgeführt wie der Kniegelenk-Kompensator; nur sind bei ihm die Dimensionen a, b, c, f etwas geringer. —.

Über Versuche mit einem Gelenk-Kompensator System

Hauptabmessungen der Kniegelenkkompensatoren:

Durchm.	d	50	60	70	80	90	100	125	150	175	200	225	250	275	300	Die Apparate werden über 300 mm l. Durchm. bis zu den größten Dimensionen ausgeführt.
	D	160	175	185	200	220	240	270	300	330	360	390	420	450	480	
	a	280	280	320	320	320	380	380	380	420	420	420	520	250	520	
b	gebogen	180	180	200	200	200	250	255	260	290	300	310	340	370	400	
	gerade	120	130	140	160	180	185	210	240	260	280	310	340	370	400	
c	gebogen	460	460	520	520	520	630	635	640	710	720	730	860	890	920	
	gerade	400	410	460	480	500	565	590	620	680	700	730	860	890	920	
	f	140	150	160	170	180	190	205	225	245	265	290	310	330	355	

König sprechen sich die Prof. Josse in Charlottenburg und Berlow in Riga etwa wie folgt aus:

Josse schreibt: „Auf ihr gef. Schreiben vom 11. d. M. teile ich Ihnen mit, daß die Versuche an dem Kugelgelenk mit Bewegung in einer Ebene folgendes Ergebnis hatten: Bei 12 at. Betriebsdruck stellten sich Unregelmäßigkeiten nach 99 500 Doppelhüben ein. Nachdem die Packung bis zur Dichtheit nachgezogen wurde, zeigten sich nach 50 566 Doppelhüben wieder Undichtheiten, nach abermaligem Nachziehen hielt die Packung bei 84 379 Doppelhüben dicht; auf die Minute entfielen rund 30 Doppelhübe."

Professor Berlow (Riga) ermittelte bei den Gelenk-Kompensatoren folgendes:

1. Kugelgelenk-Kompensator:

Bewegungskraft am Hebelarm von 1710 mm Länge:

a)	in kaltem Zustande	25 kg
b)	beim Anwärmen	35 „
c)	warm, ohne Druck	22 „
d)	bei 13 at. Druck	63 „
e)	bei 21 at. Druck	84 „
f)	beim Abkühlen ohne Druck	7 „

2. Kniegelenk-Kompensator:

Bewegungskraft am Hebelarm von 1710 mm Länge:

a)	in kaltem Zustande	40 kg
b)	beim Anwärmen	48 „
c)	warm, ohne Druck	33 „
d)	bei 13 at. Druck	42 „
e)	bei 24 at. Druck	46 „
f)	beim Abkühlen ohne Druck	15 „

Die ermittelten Zahlen sind, so bemerkt Prof. B., nicht absolut genau, da infolge der Einflüsse von Druck, Temperatur, dem Zustand der Dichtungsflächen und Anziehen der Packung kleine Unterschiede unvermeidlich sind. Die gemessenen Werte lassen aber jedenfalls die leichte Beweglichkeit der Gelenke auch unter schwierigen Betriebsverhältnissen erkennen.

Eine neue Schraubensicherung.

Mit Abbildung, Fig. 37.

Zusammenfassung. Besprochen ist eine neue Schraubensicherung, bei der die Mutter durch untergelegte Scheiben mit Zähnen festgehalten wird, so daß sie weder durch Erschütterungen noch durch Stöße gelockert werden kann.

Den vielen in der Praxis schon bekannten Schraubensicherungen gesellt sich in der durch Fig. 37 veranschaulichten schon wieder eine neue zu.

Diese, eine Konstruktion von William F. Morgan in Duquesne, Pennsylvania, besteht in der Hauptsache aus dem Schraubenbolzen oder der Beilage r und der in eigentümlicher Weise ausgestalteten

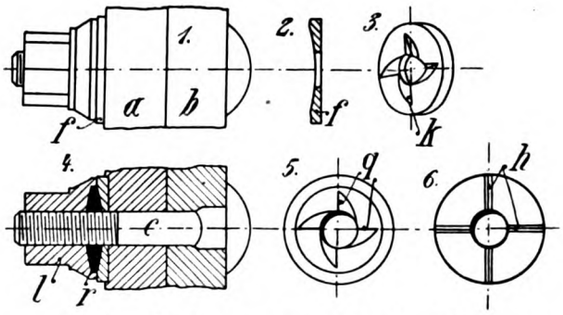


Fig. 37. Z. A.: Eine neue Schraubensicherung.

Mutter l. In der Abbildung sind die zu verbindenden Teile mit a und b bezeichnet. Durch sie hindurch geht der Bolzen c der Schraube. Ersterer (c) hat dicht unterhalb seines Kopfes eine Verstärkung. Die Unterlage oder Stoßscheibe ist auf der Unterseite mit radialen Rippen h versehen, die mit starker Reibung in einer Ausdrehung des Teiles a zu liegen kommen; auf der anderen Seite bei q ist sie sternförmig ausgeschnitten, so daß eine Art Zahnstern k entstand. Die Mutter l ist unten verstärkt und mit einer Vertiefung oder Ausdrehung versehen. In dieser weist sie gleichfalls radiale Ausschnitte auf, so daß auch hier Zähne (q) gebildet werden.

Die Scheibe r besteht aus Gummi, weichem Blei oder irgend einem anderen nachgiebigen Material; sie wird zwischen die Mutter und die Stoßscheibe gelegt. Infolgedessen wird das Material der Scheibe r beim Festdrehen der Mutter l zwischen den Zähnen k und q zusammengepreßt; dadurch soll jede unbeabsichtigte Lockerung der Mutter ausgeschlossen werden.

Ob sich die neue Sicherung einführen wird, bleibt allerdings abzuwarten. W.

Das Riebe-Kugellager.

Mit Abbildungen, Fig. 38 bis 42.

Zusammenfassung. Beschrieben sind neuartige Kugellager, die als Stütz-, Trag- und Konuslager ausgeführt werden. Die Laufringe sind einfach oder doppelt. Die Käfige für die Kugeln enthalten schlitzartige Öffnungen, um den Kugeln das unbehinderte Auslaufen zu erleichtern, und so das Klemmen der Kugeln und damit eine allzustarke Abnutzung derselben zu verhindern.

Neben den bekannten Konstruktionen der Deutschen Waffen- und Munitionsfabriken sowie der Präzisions- und Kugellagerwerke Fichtel & Sachs beginnt auch das sog. Riebe-Kugellager in der Praxis mehr und mehr eine Rolle zu spielen. Soweit uns erinnerlich ist das Lager erstmalig vor 12 Jahren aufgetaucht und hat, genau wie die Konkurrenzkonstruktionen naturgemäß erst eine gewisse Entwicklungsperiode durchlaufen müssen, ehe es seine heutige Form annahm. Es wird heute in drei Grundformen ausgeführt: als Stützkugellager, Tragkugellager und als Konuslager. Daneben treten noch die doppelreihigen Riebe-Laufringsysteme und die sog. kleinen Riebe-Laufringsysteme auf.

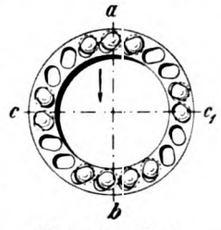


Fig. 38. Z. A.: Das Riebe-Kugellager.

I. Stützkugellager, Bauart Riebe.

Nach Ansicht der Riebe-Kugellager- und Werkzeug-Fabrik G. m. b. H. in Weißensee-Berlin sollen die Anlageflächen der Stütz- bezl. Axialkugellager derart beschaffen, bezgl. angeordnet sein, daß sich die Tangenten an den Berührungspunkten der Kugeln mit dem Laufbahnen in der Drehachse der Welle bezgl. des Kugelagers schneiden. Eingehende Untersuchungen haben eben gezeigt, daß eine geringe Abweichung von dieser theoretischen Erörterung den Reibungskoeffizienten der Lager nicht erhöht.*) In Rücksicht auf die konstruktive Durchbildung und die, wie bekannt, erforderliche genaue Ausführung dieses Lagers, hält es das genannte Werk daher für zweckmäßiger, wenn man die Berührungsflächen zwischen Kugeln und Laufringen normal, oder doch nahezu normal, zur Drehachse der Kugeln anordnet.

Das genannte Werk versieht sein Kugellager weiter mit dem aus Fig. 38 und 39 erkennbaren, durch Gebrauchsmuster geschützten Käfig. Wenn schon der Käfig bei dem sog. Radiallager, das man auch als Tragkugellager (vgl. II. dies. Art.) bezeichnet, eine wesentliche Rolle spielt, so ist dies bei den Stützkugellagern, die für höhere Tourenzahl bestimmt sind, in noch höherem Maße der Fall. Es ist notwendig, den Käfig vor allem so leicht als möglich zu machen. Ferner soll er von den Kugeln getragen werden., ebenso soll er so elastisch sein, daß die Kugeln, wenn etwa Erschütterungen auftreten oder wenn die Kugeln nicht genau gelagert sind, in den Drehachsen etwas ausweichen können.

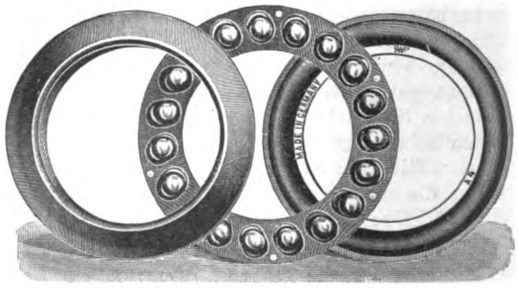


Fig. 39. Z. A.: Das Riebe-Kugellager.

Fig. 38 zeigt, wie die Kugeln sich in einem solchen Falle beim Riebe-Kugellager einstellen. Die Führung der Kugeln erfolgt,

*) Vergleiche dazu die Broschüre „Kugellager" von F. Wilcke, Uhlands technischer Verlag, Leipzig.

wie man aus den Skizzen erkennt, nicht in kreisrunden Öffnungen, sondern in länglichen Schlitzen. Die Schlitze selbst verlaufen auch nicht radial, sondern die Mittellinie von ihnen bildet einen bestimmten Winkel zum Radius. Die Größe dieses Winkels mußte selbstverständlich durch Versuche genau ermittelt werden.

Auf den Umstand, daß die Drehachsen der einzelnen Konstruktionsteile infolge von Durchbiegungen oder unvermeidbaren Verschiebungen während des Betriebes nicht genau in der Mittellinie liegen bleiben, hat man ebenfalls Rücksicht genommen. In Fig. 38 ist beispielsweise vorausgesetzt, daß sich die Mittellinien der verschiedenen Konstruktionselemente in der Richtung des Pfeiles verschoben haben; an dieser Verschiebung muß der Käfig natürlich bis zu einem gewissen Grade teilnehmen. Die Kugeln bei a, Fig. 38 sind deswegen gegen die äußeren Bogen der Schlitze und die Kugeln bei b gegen die inneren Böden der Schlitze gewandert. Die Kugeln bei c und c_1 dagegen sind in der Mittellage geblieben.

Fig. 40. Z. A.: Das Riebe-Kugellager.

Wären jetzt die Käfige nicht mit Schlitzen, sondern mit kreisrunden Öffnungen zur Aufnahme der Kugeln versehen, so würden letztere beim Eintreten der oben angedeuteten Verschiebung der rotierenden Achsen bei a und b mit größerem oder geringerem Drucke gegen die äußere bezgl. innere Wand des Käfigs pressen. Dieses Anpressen der Kugeln aber würde letztere am freien Laufen hindern und gleichzeitig eine Zerstörung des Käfigs hervorrufen. Beide Umstände würden auf ein zeitweiliges Gleiten der Kugeln hinweisen, wodurch das Lager selbst mehr oder weniger Schaden erleiden würde. Bei der vorliegenden Käfigkonstruktion können sich die Kugeln, wie schon oben angedeutet, unter allen Umständen frei bewegen.

Die äußeren Abmessungen der Riebe-Stützkugellager werden, sowohl was den Durchmesser, als auch die Gesamthöhe der Anlage anlangt, so klein als nur möglich gewählt. Außerdem werden die Laufringe in sämtlichen Stadien der Herstellung scharfen Prüfungen unterworfen; ebenso sind die Laufringe an den zur Aufnahme bestimmten Stellen an den Laufbahnen geschliffen und diese wiederum poliert. Die Politur gibt die Gewißheit, daß die Berührungsfläche zwischen Kugel- und Laufringen unter Berücksichtigung der vorhandenen elastischen Deformationen eine möglichst große wird. Daraus ergibt sich dann die hohe Belastungsfähigkeit des Lagers. Die inneren Bohrungen der sich drehenden Ringe, die auf der Welle zu befestigen sind, und die äußeren Ringflächen der stillstehenden Laufringe, die am Gehäuse montiert werden müssen, sind bis auf 0,01 mm genau geschliffen. Für geringere Tourenzahlen werden beide Laufringe der Stützkugellager mit geraden Platten nach Fig. 41, Skz. 1 versehen.

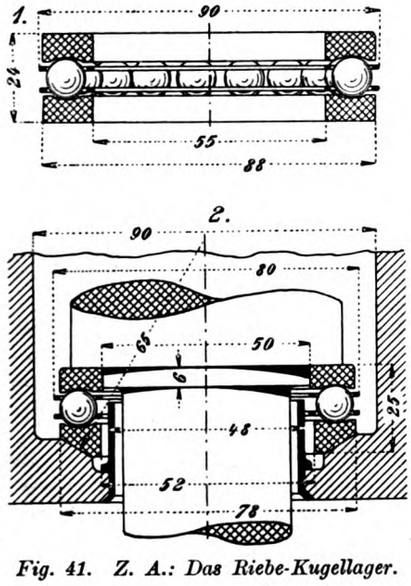


Fig. 41. Z. A.: Das Riebe-Kugellager.

Der Einbau dieser Stützkugellager gestaltet sich demnach einfach; sie empfehlen sich für solche Fälle, wo das Stützkugellager nur schwingende Bewegungen vorzunehmen hat, und dort wo weniger als 300 Touren in der Minute verlangt werden.

Um bei höheren Umlaufszahlen eine gleichmäßige Belastung aller Kugeln zu gewährleisten und um die Wirkung von Ungenauigkeiten bei der Montage auszugleichen, erhält der stillstehende Laufring eine ballige Auflagefläche, nach Skz. 2, Fig. 41, er kann dann leicht Relativbewegungen im Gehäuse ausführen, und sich so einstellen, daß sämtliche Kugeln zum Tragen der Last gleichmäßig herangezogen werden. — Übrigens wird um die Bearbeitung des Gehäuses zu erleichtern zu dem stillstehenden balligen Ring auf Wunsch auch eine entsprechend bearbeitete Druckplatte mitgeliefert. Diese ist durch einen Drahtring, der in Rillen derselben und des Laufringes eingreift, beweglich, außerdem abnehmbar mit letzterem verbunden. Die Relativbewegung, die erforderlich ist, um bei Montagefehlern ein gleichmäßiges Tragen aller Kugeln zu erreichen, führt der Laufring in der Druckplatte selbst aus.

Die doppeltwirkenden Stützkugellager sind mit zwei Kugelreihen ausgerüstet, ähnlich der Anordnung Fig. 42, Skz. 1. Der mittlere Laufring legt sich gegen eine Schulter oder Hülse der Welle und wird mittels einer Mutter oder irgend eines ähnlichen Befestigungsmittels in axialer Richtung fixiert. Die beiden äußeren feststehenden Laufringe sind wieder mit balligen Auflageflächen versehen. Ist das Riebe-Stützkugellager wie vorbeschrieben ausgeführt, so muß es bei der Montage eingestellt werden, eine Arbeit die sich nicht immer bequem ausführen läßt. Deshalb gelangt das doppeltwirkende Lager auch mit dem Gehäuse nach Fig. 42, Skz. 1 zur Ausführung. Dadurch wird es zu einem geschlossenen Ganzen, dessen Einbau sich einfach gestaltet, zumal ja eine Überlastung der Kugellager durch unzweckmäßiges Einstellen ausgeschlossen erscheint —.

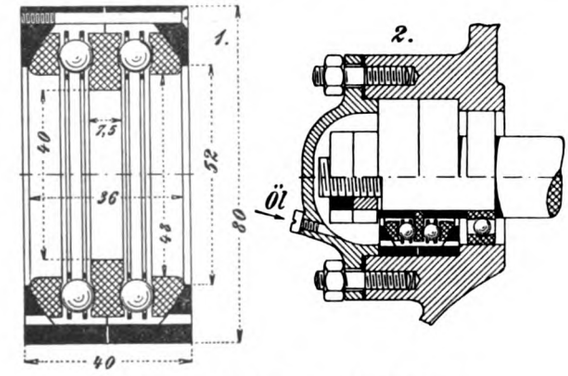


Fig. 42. Z. A.: Das Riebe-Kugellager.

Die Kugellager sind in ihrem Reibungskoeffizienten und dementsprechend auch in ihrem Kraftverbrauch in weiten Grenzen unabhängig vom Schmiermaterial. Die größere oder geringere Konsistenz des letzteren ist tatsächlich ohne Einfluß auf den Lauf des Lagers. Man soll jedoch aus praktischen Gründen für die Schmierung in der Hauptsache nachstehende Regeln beachten: Man schmiert am besten dadurch, daß man die Kugeln bei horizontaler Welle in ein Ölbad eintauchen läßt. Auch tauchen, um eine unnötige Bewegung des Öles zu vermeiden, wie in Skz. 2, Fig. 42, zweckmäßig nur die untersten Kugeln des Lagers in das Ölbad ein. Bei einer stehenden Welle wird man je nachdem das Stützkugellager mit durchgehender Welle (vgl. Skz. 2, Fig. 41) oder als Enddrucklager zur Verwendung kommt, entsprechende Formen benutzen. Immer aber wird man dafür sorgen, daß die Bewegung des Öles eine geringe bleibt. Für Tourenzahlen unter 120 in der Minute kann man auch konsistentes Fett zum Schmieren benutzen. Darüber hinaus sollte man dagegen nur ein säurefreies, nicht ranzig werdendes Öl verwenden. An dessen Stelle wird naturgemäß auch Vaseline treten können, die dann aber — in bezug auf Abdichtung der Lagergehäuse — ähnlich wie Öl zu behandeln ist.

II. Tragkugellager, Bauart Riebe.

Die Tragkugellager (Fig. 40) besitzen ungeschwächte Innenringe, was wichtig ist, weil ja der innere Ring je nach dem Verwendungszweck mehr oder weniger stramm auf die Welle aufgezogen werden muß. Jede nennenswerte Aussparung vermindert dabei den Widerstand des Innenringes gegen die im Ringe entstehenden Zugspannungen. Der Außenring dagegen erfährt nur Druckbeanspruchungen. Er trägt daher auch die Aussparung, welche es den Kugeln ermöglicht, ohne Widerstand bis an die eigentliche Laufbahn zu gelangen.

Mit Hilfe besonderer Einrichtungen wird der äußere Ring gedehnt, so daß die Kugeln, wie gesagt, ohne Widerstand in die eigentliche Laufbahn eintreten können. So kann man übrigens die größtmöglichste Anzahl Kugeln in die Lager einfüllen. Die Kugellagerringe werden bei dieser Operation einer scharfen Prüfung unterworfen. Die Einrichtungen für das Einfüllen der Kugeln in die Ringe sind derartig getroffen, daß auch jede andere schädliche Beanspruchung auf die Kugellager ausgeschlossen erscheint.

Daß das Einfüllen der Kugeln unter dem Einfluß der Dehnung der Ringe geschieht, ist von großer Bedeutung. Würden die Kugeln, wie das vielfach geschieht, hierbei, wenn man so sagen darf, als Werkzeug benutzt, und müßten sie im Augenblick des Eindrückens die Ringe mehr oder weniger dehnen, so würde damit immer eine Beschädigung der Kugeln verbunden sein. (Fortsetzung folgt.)

Ein Fortschritt in der Herstellung von Treibketten.

Mit Abbildungen, Fig. 43 u. 44.

Zusammenfassung. Die beschriebene Treibkette gehört zur Klasse der Gelenkketten und zwar sind bei ihr die Gelenke durch Bronzebüchsen abgedeckt. Diese Büchsen machen die Gelenke zu vollständig geschlossenen, auch ermöglichen sie eine bequeme Schmierung der Kette und damit sichern sie zugleich den leichten Gang.

Vor einiger Zeit wurde seitens einer Altenburger Firma eine neue Treibkette in die Praxis eingeführt, die sich hauptsächlich durch die Anwendung der durch Fig. 43 veranschaulichten Gelenkabdeckung kennzeichnet.

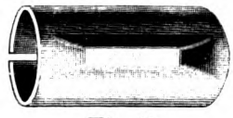


Fig. 43.

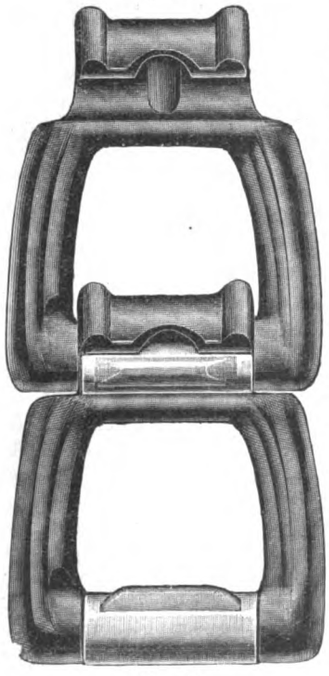


Fig. 44.

Fig. 43 u. 44. Z. A.: Ein Fortschritt in der Herstellung von Treibketten.

Die Kette an sich ist zerlegbar und unterscheidet sich von ähnlichen Ketten in erster Linie dadurch, daß jeder Gelenkdorn mit einer geschlitzten Hülse versehen ist. Diese Hülse besteht aus einer zähen Bronze und trägt an einer bestimmten Stelle die aus Fig. 43 ersichtliche Ausbuchtung; sie wird, im Gelenkdorn liegend, in den Gelenkhaken (Fig. 44) des Gegengliedes so eingeführt, daß ihre Schlitzöffnung im Innern des Hakens, die Ausbuchtung dagegen im Gelenkmaule zu liegen kommt. Die Hülse klemmt sich sowohl infolge ihrer Federung im Gelenkhaken fest, als auch ist sie durch ihre im Gelenkmaule liegende Ausbuchtung gegen Drehung gesichert, demgemäß kann der Schlitz auch niemals in der Maulöffnung des Gelenkhakens zu liegen kommen. Daraus aber ergeben sich vollkommen geschlossene Kettengelenke im Gegensatz zu den im Gelenkmaul offenen Gelenken älterer Treibketten. Ist aber das Gelenk geschlossen, so können weder Schmutz noch Staub in die Kettengelenke eindringen. Damit wieder ist der schnellen Abnutzung der Kette vorgebeugt, — selbst wenn die Kette einmal nicht geschmiert werden sollte.

Nach Mitteilungen der Firma Arno Günzel in Altenburg, von der die Kette hergestellt wird, soll übrigens eine Schmierung der Kette gar nicht einmal erforderlich sein. Wird sie aber geschmiert, so unterstützen die Hülsenausbuchtung und der Schlitz die Schmierung dadurch, daß sie gewissermaßen als Oelkammern wirken. Damit das Schmiermaterial in die Gelenkkammer gelangen kann, hat der Haken des Gelenkes eine besondere, wie wir hören, auch gesetzlich geschützte Form erhalten. Auf der einen Längskante muldenförmig ausgebuchtet, setzt sich die Ausbuchtung in einem mit dem Hülsenschlitz kommunizierenden Kanale fort und gestattet so eine bequeme Bedienung. Das Schmiermittel kann leicht und schnell zwischen Hülsen- und Gelenkhakenausbuchtung aufgegeben werden.

Im ferneren sind bei der beschriebenen Kette die Gelenkdorne gefräst, und da sie nun außerdem in glatter Metallbüchse laufen, so ist auch ein sicherer Gang und eine große Gelenkigkeit der Kette gewährleistet.

Daß zu dieser Kette die üblichen Spezialglieder, wie Befestigungs- und Schlußglieder, gehören, versteht sich von selbst. Geliefert wird die Kette zurzeit mit Teilungen nach deutschem und amerikanischem Gebrauch; erstere schwanken zwischen 25,8 mm und 153,8 mm, die amerikanischen zwischen 23,5 und 102,0 mm. Mit sog. Mittelsteg wird die Kette für Teilungen von 56,5 bis 151,5 mm angefertigt. Die Anzahl der Glieder stellt sich bei der schwächsten Stegkette auf 17,7, bei der stärksten auf 6,6 für den laufenden Meter.

Eine bewährte Reibungskupplung.

Mit Abbildung, Fig. 45.

Durch Fig. 45 wird eine von der James C. Kay and Co. Ltd. in Bury, Lancashire ausgeführte Reibungskupplung dargestellt, die in mancher Hinsicht beachtlich erscheint.

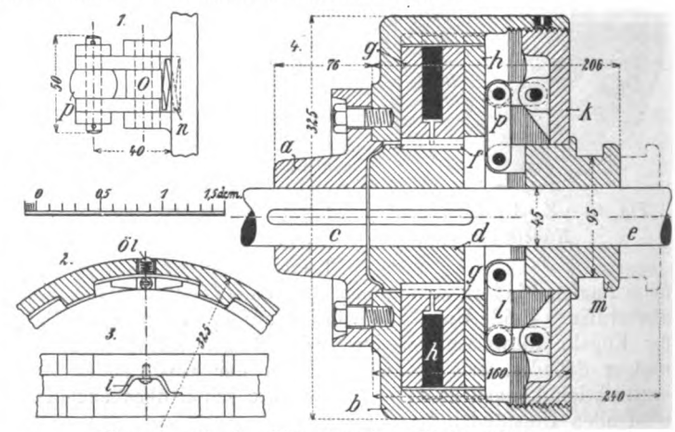


Fig. 45. Z. A.: Eine bewährte Reibungskupplung.

Vor allem beansprucht die Kupplung verhältnismäßig nur wenig Raum, sie ist weiter vollständig geschlossen, so daß niemand zu Schaden kommen kann und endlich ist die arbeitende Reibfläche eine große.

Wie man erkennt, ist die Nabe a des Mantelteiles b auf die angetriebene Welle c gekeilt. Auf der treibenden Welle e dagegen sitzt fest ein Ring d. Mit Hilfe der Federkeile f nimmt dieser die Reibungsringplatten g bei seiner Bewegung mit, die im übrigen auf den Federkeilen f gleitend sich bewegen können.

Die anderen Ringplatten h greifen mittels Vorsprüngen an ihrem äußeren Umfange in den Mantel b ein; Federn i halten sie während des ausgerückten Zustandes im richtigen Abstande voneinander.

Die Deckplatte k, die sich in den Mantel b hineinschraubt, trägt auf der Innenseite ein System von Augen, an denen die Gelenkhebel p l angreifen, deren Arme l mit ihrem freien Ende an der Kuppelmuffe m angelenkt sind.

Will man jetzt einkuppeln, so verschiebt man einfach die Muffe m nach links und stößt dadurch die Hebel l nach außen; diese schieben die Hebel p ebenfalls nach außen und dabei werden Rollen gegen die vorderste Platte h gedrückt; die Folge davon ist eine Verschiebung der ersten Platte h nach links, d. h. die Ringplatten g werden mit denen h gekuppelt.

Macht sich aus irgend einem Grunde einmal eine Nachstellung der Kuppelungsglieder l p g h nötig, so braucht man nur den Deckel k etwas tiefer in das Gehäuse b hineinzuschrauben. Dabei wird natürlich der öldichte Abschluß des Hohlraumes in der Kupplung durchaus nicht beeinträchtigt, es können also nach wie vor alle bewegten Teile der Kupplung im Ölbad laufen.

Will man auskuppeln, so verschiebt man die Muffe m nach rechts. Dadurch werden die Hebel l angezogen und die Rollen kommen wieder außer Eingriff mit der vorderen Ringplatte h. Die Federn i an dieser drücken dann sofort auch die andere Platte h von denen g ab und damit ist die Kuppelung gelöst.

Hinter den Hebeln p liegen übrigens, wie das Skz. 1 der Abbildung zeigt, ebenfalls Spiralfedern n.

Triebwerke und Maschinen-Elemente

Branchen-Ausgabe V des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur".

Schriftleitung: Ingenieur F. Wilcke, Leipzig.

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Ein Fortschritt im Bau von Schmierpumpen.

Mit Abbildungen, Fig. 46 bis 49.

In dem Bestreben, Schmiereinrichtungen zu bauen, die es ermöglichen, von ein und derselben Stelle aus eine ganze Anzahl von Schmierstellen mit Schmiermaterial zu versorgen, sind schon die verschiedenartigsten Apparate entstanden.

Diesen hat sich vor einiger Zeit in den Konstruktionen der Maschinenfabrik Rich. Klinger, Ges. m. b. H. in Gumpoldskirchen bei Wien ein neuer Typ (Fig. 46) zugesellt, der einigen älteren Konstruktionen gegenüber augenscheinliche Vorteile aufweist. Vor allem werden bei dieser Pumpe sämtliche Schmierstellen durch einen gemeinsamen geräuschlosen Antrieb mittels Schaltwerkes betätigt. Ebenso überwindet die Pumpe Gegendrücke von 30 und mehr at. Desgleichen ist die Schmierung und Regulierung für jede einzelne Schmierstelle eine unabhängige und kann man die der einzelnen Schmierstelle zugeführte Ölmenge durch eine Glasscheibe oberhalb der Schmierdüse kontrollieren.

Die Pumpe fördert, wie die Firma angibt, ohne daß ihr Wirkungsgrad sich merkbar verändert, dickes, sowie dünnes, warmes oder kaltes Öl. Ebenso gewährt sie die Möglichkeit, daß man bei still stehender Maschine von Hand schmieren kann.

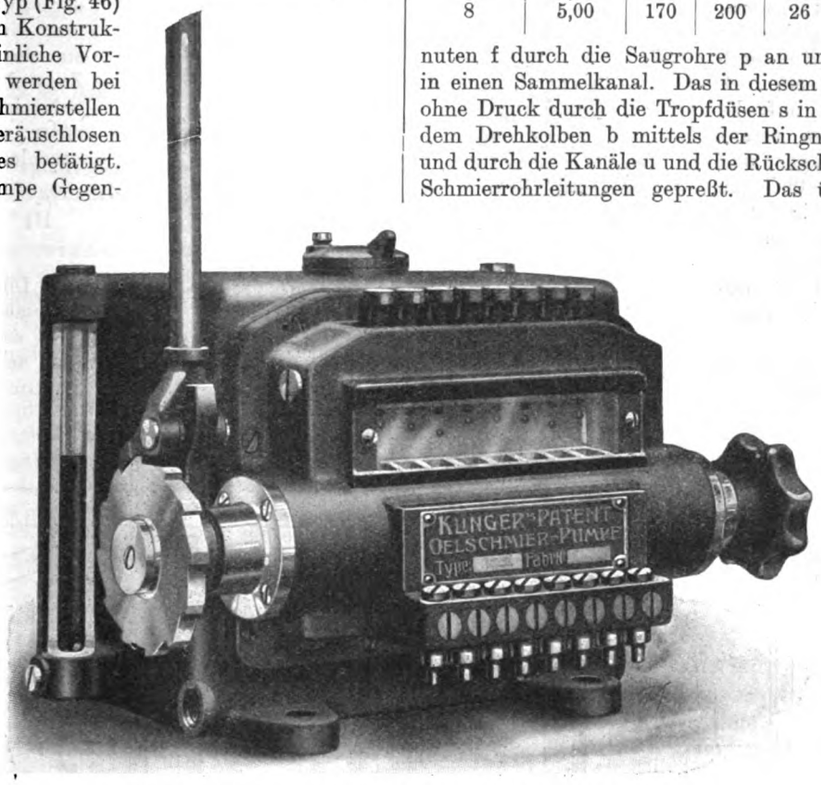


Fig. 46. Z. A.: Ein Fortschritt im Bau von Schmierpumpen.

Im wesentlichen besteht die Pumpe aus einem mit der Antriebswelle verbundenen Drehkolben b, Fig. 47 und 49, in dessen axiale Längsnuten c, Schieber d beweglich eingepaßt sind.

Der Drehkolben b weist in seinem Umfange Ringnuten e und f auf, von denen die mittleren e der Anzahl der jeweiligen Schmierstellen entsprechen, während die beiden außenliegenden Ringnuten f Hilfsnuten sind. Das Ganze ist von einem Gehäuse dicht umschlossen. Am Gehäuse festgehalten sitzen die in die Ringnuten des Drehkolbens b dicht eingepaßten Widerlager g.

Die Schieber d werden durch die kurvenartig ausgebildeten Lagerdeckelscheiben h gesteuert und besitzen Aussparungen i zum Passieren der Widerlager g.

Die Steuerung ist derart ausgebildet, daß stets ein Schieber die Ringnuten e resp. f abschließt, so daß beim Drehen des Kolbens b zwischen dem anschließenden Schieber d und dem Widerlager g eine Raumvergrößerung, resp. Raumverkleinerung stattfindet. Bei der Raumvergrößerung liegt also der Saugraum, bei der Raumverkleinerung der Druckraum der Pumpe.

Die Wirkungsweise der Pumpe ist etwa folgende: Der durch ein Schaltwerk k oder auch von Hand durch das Handrad betätigte Drehkolben b saugt das Öl aus den mit zwei Ölstandsgläsern und zwei Metallfiltern n versehenen Ölbehälter o mittels der Hilfs-

Schmierstellen	Inhalt des Ölbehälters Liter	a	b	c	d	e	f	g
1	1,75	150	180	31	110	0	100	204
2	2,50	150	180	26	110	76	136	260
3	2,75	150	180	26	110	94	154	276
4	3,00	150	180	26	110	110	170	292
5	3,25	150	180	26	110	120	184	308
6	4,25	170	200	26	130	130	200	324
7	4,50	170	200	26	130	140	214	338
8	5,00	170	200	26	130	160	230	354

nuten f durch die Saugrohre p an und fördert es durch Kanäle in einen Sammelkanal. Das in diesem sich ansammelnde Öl tropft ohne Druck durch die Tropfdüsen s in die Ölkammern t, wird von dem Drehkolben b mittels der Ringnuten e abermals angesaugt und durch die Kanäle u und die Rückschlagventile v in die einzelnen Schmierrohrleitungen gepreßt. Das überschüssig in den Kanal geförderte Öl läuft durch einen Überlauf in den Ölbehälter zurück.

Zum Einstellen der Tropfenanzahl dienen die Regulierschrauben w.

Wie man sieht, laufen bei der vorbeschriebenen Pumpe alle arbeitenden Teile in Öl, eine Abnutzung dürfte infolgedessen wohl kaum vorhanden sein. Ebenso läßt sich das Nachfüllen des Öles während des Betriebes ohne besondere Schwierigkeiten vornehmen.

Die Pumpe wird in den Größen der obenstehenden Tabelle ausgeführt: (vgl. Fig. 48).

W.

Das Riebe-Kugellager.

Mit Abbildungen, Fig. 50 bis 53.

(Fortsetzung und Schluß aus Heft 11.)

Und wenn jetzt auch die großen, zwischen Laufbahn und Kugeln in der Berührungsstelle auftretenden Drücke von guten Kugellagern mit der notwendigen Sicherheit getragen werden, so dürfen doch Beschädigungen der Kugeloberflächen, die naturgemäß die nutzbare Größe der Berührungsstelle verkleinern würden, beim Einfüllen der Kugeln nicht vorkommen. Das ist beim vorliegenden Typ also unmöglich.

Die Tragkugellager werden im übrigen mit oder ohne Käfige geliefert. Die Verwendung von Käfigen empfiehlt sich überall da, wo größere Geschwindigkeit und periodisches Zurückbiegen der Wellen zu erwarten ist. Die Käfige sind so konstruiert, daß die Kugeln in der mittleren Zone der Geschwindigkeit vom Käfig gefaßt werden. Die Polpunkte selbst sind frei, um eine ständige Ölzirkulation zwischen Kugeln und Anlageflächen zu ermöglichen. An der Stelle der größten Umfangsgeschwindigkeit läßt der Käfig die Kugeln frei, ein Umstand, der für die Haltbarkeit der Kugellager ebenfalls von Bedeutung ist.

Durch die Zentrifugalkraft werden alle Staubteile usw., deren Eindringen in die Kugellager sich eben nie ganz vermeiden läßt,

an die Stelle der größten Geschwindigkeit der Kugeln geführt. Sobald nun der Käfig, noch dazu, wenn derselbe aus weichem Material besteht, die Kugeln an dieser Stelle berührt, wird der Staub usw. in das Material des Käfigs, das ja immer weicher ist als die Kugel, eindringen, dann aber wird der Käfig gegenüber den Kugeln wie eine Schmirgelkluppe wirken.

Die Anlagefläche des Käfigs an den Kugeln ist außerdem an zwei gegenüberliegenden Stellen unterbrochen, um ein Austreten des sich in den Berührungsstellen ansammelnden Staubes oder sonstiger Unreinlichkeiten zu ermöglichen.

Für Transmissionswellen werden die Kugellager mit Spannhülsen versehen. Durch Anziehen der Spannhülsenmutter wird das Lager auf der Welle befestigt. Weiter sind die Transmissionslager unter Luftabschluß gehärtet.

Der Reibungskoeffizient beträgt nach genauen Ermittelungen 0,001 bis 0,0018, je nach der Größe der spezifischen Belastung des Lagers. Der Anlaufwiderstand ist gleich der Reibung der Bewegung. Hierdurch ist es möglich, den Kraftverbrauch einer Maschine in bezug auf die Reibung rechnungsmäßig im voraus festzustellen. Die Kugellager sind weiter in ihrem Reibungskoeffizienten und dementsprechend auch in ihrem Kraftverbrauch unabhängig von der Konsistens des Schmiermaterials. Einfrieren von Schmiermaterial hat deswegen auf den guten Lauf der Lager keinen Einfluß.

Die Innenringe werden erst, wenn die Welle sich dreht, stramm aufgepaßt. Die Außenringe aber hat man so leicht anzupassen, daß man das Laufringsystem mit der Welle leicht hin- und herschieben kann. Ist vorstehendes aber der Fall, so ist auch ein Beweis erbracht, daß die Kugellager richtig in die Gehäuse montiert und weder durch starkes Schiefstellen der Welle, noch durch strammen Gang des Außenringes im Gehäuse verklemmt sind. Um das Verklemmen in Richtung der Welle mit Sicherheit zu vermeiden, ist immer nur ein Lager einer Welle seitlich festzustellen (vgl. Fig. 53, I), die anderen dürfen keine axiale Begrenzung am Außenringe haben. Anderseits ist es zweckmäßig, dem Außenringe des festgestellten Lagers auf jeder Seite etwa 0,5 mm „Luft“ zu geben, wie in Fig. 53, I angedeutet. Dieses „Spiel“ ermöglicht gleichzeitig die oben erwähnte Prüfung. Nach der Montage soll sich die Welle mit sämtlichen Lagern um zirka 0,5 mm hin- und herschieben lassen. Nur wenn das möglich ist, sitzen die Kugellager richtig.

Die axiale Feststellung der Innenringe geschieht durch die Mutter m (Fig. 53, I) oder mit Hilfe einer Hülse h gegen eine Riemenscheiben- oder Zahnradnabe (Fig. 53, II).

Bei der Wahl der Tragkugellager hat man darauf zu achten, daß Belastungen, die neben der ruhenden Last durch Erschütterungen, Stoßwirkungen usw. entstehen, der ruhenden Belastung zuzuschlagen sind. Die sich ergebende Ziffer ist der Wahl des Laufringsystemes zugrunde zu legen. Als ungefährer Anhalt können nachfolgende Angaben dienen:

Für Riementriebe ist als Lagerbelastung etwa das Fünffache der der Belastung entsprechenden Umfangskraft zugrunde zu legen.

Sind die Drücke von Zahnradantrieben zu übertragen, so ist als Lagerbelastung der dreifache Zahndruck einzusetzen. Bei dieser Erhöhung der wirklich auftretenden Kraft kann man die normale Mehrbelastung, wie sie durch Spannung des Riemens, Zusatzdrücke infolge nicht ganz ausbalancierter Riemenscheiben und Zahnräder usw. vorkommen, als ausgeschlossen betrachten.

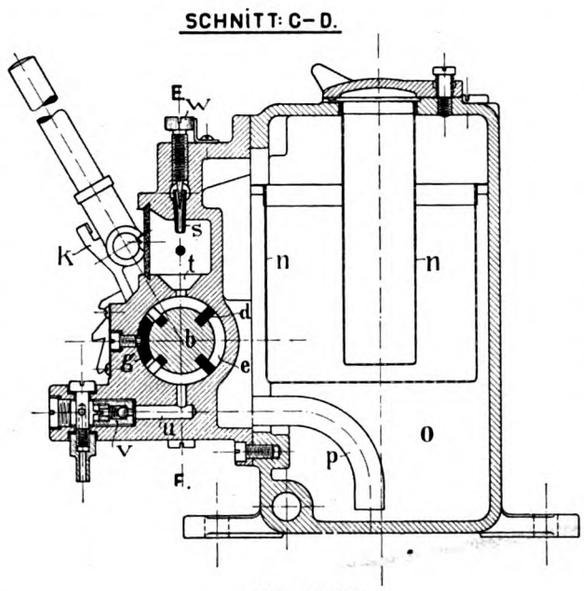


Fig. 47.

III. Die Riebe-Laufringsysteme.

Die doppelreihigen Laufringsysteme nach Fig. 50 sind genau nach denselben Prinzipien konstruiert und ausgeführt, wie die normalen Laufringe.

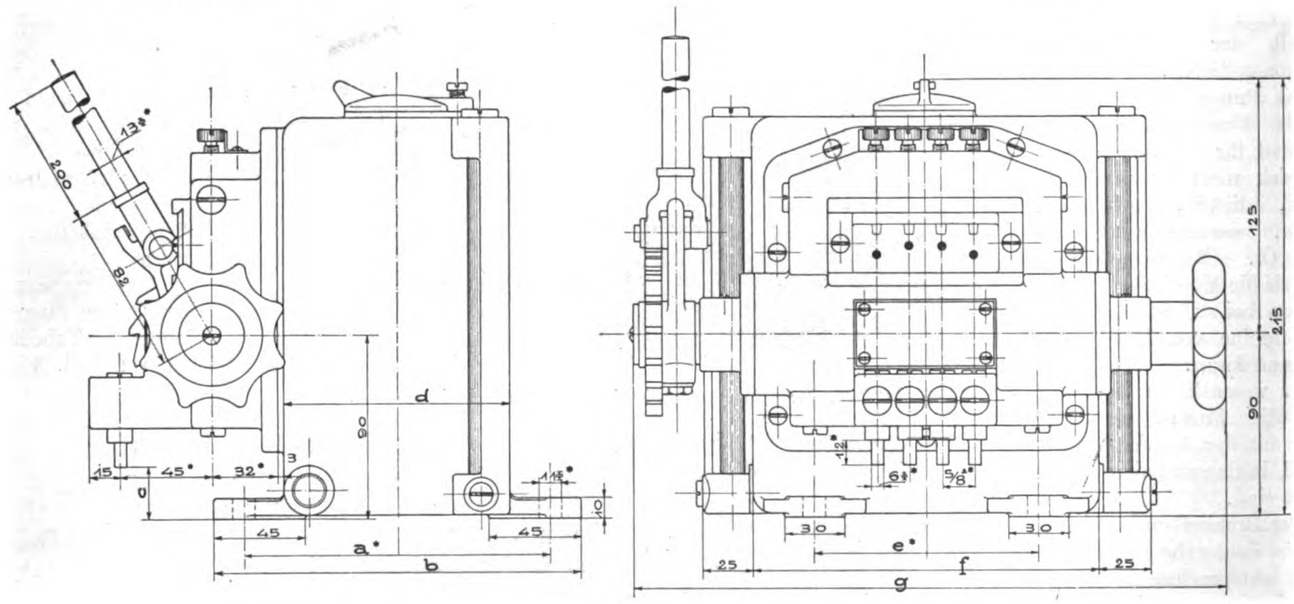


Fig. 48.

Fig. 47 u. 48. Z. A.: Ein Fortschritt im Bau von Schmierpumpen.

Das zur Verwendung kommende Material ist ebenfalls Kugellager-Chromstahl, der neben großer Härte eine ebensolche Zähigkeit zeigt. Die Härtung der Kugellager erfolgt unter Luftabschluß, so daß eine Oxydation der Kugellagerringe an den Oberflächen ausgeschlossen sind.

Die Verwendung doppelreihiger Laufringsysteme ist überall da angebracht, wo der verhältnismäßig kleine Raum den Einbau einreihiger Laufringsysteme, die naturgemäß einen größeren Außendurchmesser bei gleicher Tragfähigkeit besitzen, verbietet. Die wichtigste Bedingung für die richtige Herstellung doppelreihiger Laufringsysteme, nach der die beiden Laufrillen im Innen- und Außenringe so genau zu schleifen sind, daß ein gleichmäßiges Tragen beider Kugelreihen gewährleistet wird, erscheint hier er-

füllt. Die doppelreihigen Laufringsysteme können deshalb auch mit der doppelten Belastung der einreihigen Laufringsysteme beansprucht werden.

Bei hohen Tourenzahlen ist allerdings darauf Rücksicht zu nehmen, daß die Belastungen den auftretenden Erschütterungen entsprechend reduziert werden.

Mit diesen doppelreihigen Laufringsystemen ist ein Maschinenelement geschaffen worden, das in bezug auf die kompendiöse Konstruktion und zulässige Belastung alle berechtigten Ansprüche zu erfüllen vermag. Das doppelreihige Kugellager ist stets da am Platze, wo bei der Verwendung von Kugellagern mit dem Auftreten größerer Winkelbewegungen usw. der Welle gegenüber zu rechnen ist. In solchen Fällen versieht das eingangs genannte Werk seine doppelreihigen Kugellager mit sphärischer Fläche am Außenringe, und ist dann der Kugeldurchmesser, nach welchem die sphärische Fläche hergestellt wird, gleich dem Durchmesser der zylindrischen Fläche des äußeren Ringes.

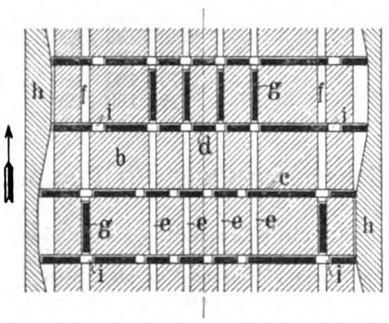


Fig. 49. Z. A.: Ein Fortschritt im Bau von Schmierpumpen.

Die Zweckmäßigkeit von zweireihigen Kugellagern mit sphärischer Außenfläche bei starken Wellenkreuzungen ergibt sich aus dem Umsande, daß bei doppelreihigen Kugellagern durch den Abstand der beiden Kugelreihen voneinander ein Kräftepaar gebildet wird, welches den einmal eingestellten äußeren Ring zwingt, in dieser Lage zu verbleiben.

Wenn sich ein doppelreihiges Kugellager während des Betriebes einstellen muß, so entsteht wohl für jede Kugelreihe eine zusätzliche Belastung, hervorgebracht durch die Überwindung der Reibung des Außenringes an seinem Gehäuse. Diese Reibung ist aber, wie eingehende Versuche gezeigt haben, niemals so groß, daß die zulässige Belastung der Kugellager auch nur annähernd erreicht wird. Die stets vorhandenen leichtern Vibrationen erleichtern die Einstellung des Kugellagers. —.

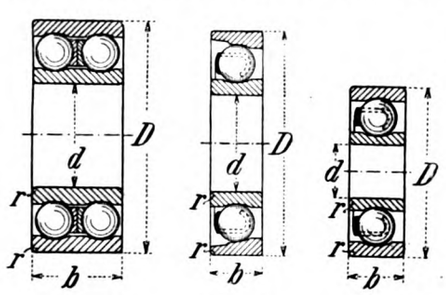


Fig. 50. *Fig. 51.* *Fig. 52.*

Zum Schluß noch etwas über die „kleinen Laufringsysteme". Diese sind (vgl. Fig. 52) nach denselben Prinzipien konstruiert, wie die normalen Laufringsysteme. Man benutzt sie für Geschwindigkeitsmesser, kleine Ventilatoren, in kleinen Schnurscheiben und überall da, wo die Belastungen ungewöhnlich gering sind. Die Ausführung geschieht in dem Material der normalen Laufringsysteme.

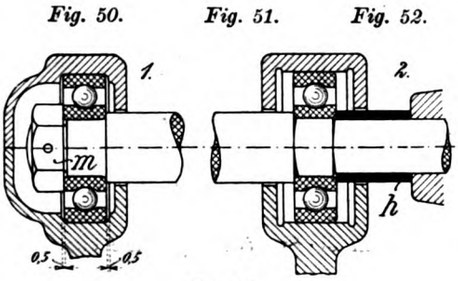


Fig. 53.

Fig. 50 bis 53. Z. A.: Das Riebe-Kugellager.

IV. Riebe-Konuslager.

Zum Übertragen sehr kleiner radialer Kräfte und verhältnismäßig großer axialer Drücke sind speziell Konuslager zulässig. Bei diesen kommt der normale Innenring zur Anwendung. Der Außenring hat dagegen die bekannte Form der Konuslager.

Die Ausführung dieser Lager ist eine derartige, daß man die einzelnen Teile derselben untereinander auswechseln kann.

Tabelle II gibt die wichtigsten Daten.

Tabelle der kleinen Laufringsysteme (Fig. 52).

Nr.	Durchmesser innen d	Durchmesser außen D	Breite b	Abrundungs-Radius r	Höchstzulässige stoßfreie Belastung kg*)	Stück-Gewicht kg	Stück-Preis Mark	Nr.
3004	4	16	5	0,5	15	0,005	2,70	3004
3005	5	16	5	0,5	15	0,005	2,75	3005
3006	6	21	7	0,5	27	0,010	2,80	3006
3007	7	22	7	0,5	34	0,015	2,80	3007
3008	8	24	7	0,5	40	0,015	2,80	3008
3009	9	28	8	0,5	44	0,020	2,80	3009

Tabelle der Konuslager (Fig. 51).

Nr.	Dimensionen d	Dimensionen D	b	r	Höchstzulässige Belastung kg**)	Stück-Gewicht kg	Stück-Preis Mark	Nr.
5 M	5	16	5	0,5	15	0,005	2.75	5 M
6 M	6	21	7	0,5	27	0,010	2.80	6 M
7 M	7	22	7	0,5	34	0,015	2.80	7 M
8 M	8	24	7	0,5	39	0,015	2.80	8 M
9 M	9	28	8	0,5	45	0,025	2.80	9 M
10 M	10	28	8	0,5	45	0,025	2.80	10 M
11 M	11	32	7	0,5	50	0,030	2.80	11 M
12 M	12	32	7	0,5	60	0,030	3.—	12 M
13 M	13	32	7	0,5	60	0,040	3.—	13 M
14 M	14	35	8	0,5	80	0,040	3.20	14 M
15 M	15	35	8	0,5	80	0,040	3.20	15 M
16 M	16	38	10	0,5	90	0,060	3.50	16 M
17 M	17	44	11	0,5	100	0,080	4.—	17 M
18 M	18	44	11	0,5	110	0,080	4.—	18 M
19 M	19	44	11	0,5	120	0,080	4.—	19 M
20 M	20	47	14	0,5	150	0,100	4.50	20 M

Zum Kapitel: Elektromagnetische Kupplungen.

Von **Ferd. Christ** in **Leipzig.**

Mit Abbildungen, Fig. 54 u. 55.

Die sog. elektromagnetischen Kupplungen werden bekanntlich durch die Einwirkung eines elektrischen Stromes betätigt, der durch zwei dünne Leitungen zwei an der Kupplung angebrachten Schleifringen zugeführt wird. Eine derartige Kupplung erfordert also kein Gestänge und keinen besonderen Kraftaufwand, weil das Einrücken durch Schließen, das Ausrücken durch Öffnen eines kleinen Schalters erfolgt. Die Übersichtlichkeit, die aus der Vermeidung aller Gestänge folgt, sowie die Möglichkeit, die Kupplungen von einer oder mehreren Stellen in beliebiger Entfernung ein- und auszurücken sind besondere Vorteile der elektromagnetischen Kupplungen.

Nachstehend sollen einige elektromagnetische Kupplungen behandelt werden, die sich von älteren Ausführungen dadurch unterscheiden, daß der eine Kupplungsteil durch eine Stahlmembrane mit der Welle fest verbunden ist. Diese Membrane kann gegenüber der magnetischen Schlußkraft nachgeben und federt nach Abschalten des Stromes wieder in ihre Ruhelage zurück. Es findet bei diesen Kupplungen also keine Verschiebung einer Büchse in axialer Richtung statt. Dies ist wichtig, um den Wert des Systems sachgemäß zu beurteilen.

Die Kupplung ist in Fig. 55 veranschaulicht. Der eine Kupplungsteil besteht aus einem Stahlgußring A, in welchem die Spule B

*) Die angegebenen Belastungen verstehen sich bei etwa 1000 Umdrehungen in der Minute. Die Kugeln werden von einem Stahlblechkäfig geführt.

**) Die angegebene höchstzulässige stoßfreie Belastung versteht sich bei etwa 1000 Umdrehungen in der Minute.

in einer ringsumlaufenden Nut fest gelagert ist. Von der Wicklung dieser Spule führen zwei Leitungen zu den Schleifringen C, denen der Strom mittels zweier auf dem Bolzen D sitzender Bürsten zugeführt wird. Auf dem Stahlgußring A sitzt ein verstellbarer Ring, in welchem die Reibklötze H fest gelagert sind. Der zweite Kupplungsteil besteht aus der Nabe N, der auf derselben befestigten Stahlmembrane M und dem Ring E, welcher wieder mit der Membrane fest verbunden ist.

Bei geschlossenem Strom wird der Ring E dadurch, daß sich die Membrane M gleichmäßig durchbiegt, an die Gleitflächen der Klötze H gedrückt. Es erfolgt somit durch die Reibung zwischen den Flächen von H und E die Mitnahme der zu kuppelnden Wellen bzw. Getriebe. Da keine Verschiebung einer Büchse mit Feder in axialer Richtung stattfindet, so ist ein Versagen durch Ecken einer Hülse oder durch Mangel an Schmierstoff ausgeschlossen.

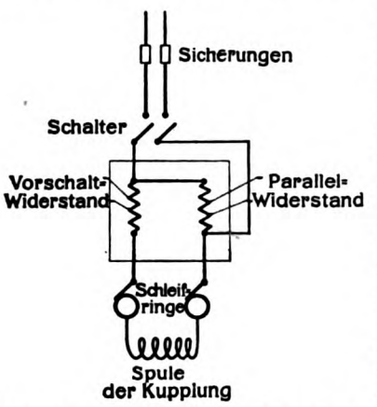


Fig. 54. Z. A.: Zum Kapitel: Elektromagnetische Kupplungen.

Einen Vorteil bietet die Anwendung der Membrane M noch dadurch, daß die Gleitflächen von E und H unter allen Umständen, selbst wenn die Wellen nicht vollkommen ausgerichtet sind, auf ihren ganzen Flächen aufliegen. Das Ausrücken der Kupplung erfolgt durch „Abschalten" des Stromes, wodurch der Ring E infolge der Spannkraft der Membrane M sofort von den Klötzen H zurückfedert.

Durch diese Eigenschaften und durch die einfache Konstruktion — Gelenke und Gleitflächen sind nicht vorhanden — bietet die Kupplung gegenüber gleichartigen Kupplungen den Vorteil der wirklichen Betriebssicherheit und des geringen Verschleißes.

In manchen Fällen ist es nun erforderlich, die abgeschaltete Welle bzw. die Getriebe schnell zum Stillstand zu bringen. Um dies zu erreichen kann der Ring F so ausgebildet werden, daß er sich beim Ausschalten des Stromes durch die Federkraft der Membrane gegen eine (in der Abbildung nicht gezeichnete) feststehende Bremsfläche legt, so daß ein schnelles Stillsetzen der abgeschalteten Getriebe erreicht wird.

Die von der Magnet-Werk G. m. b. H. in Eisenach als „M.W." bezeichneten Kupplungen werden von genannter Firma nur für Gleichstrom und für Spannungen von 110 bis 600 Volt geliefert. Zu jeder Kupplung gehört ein Vorschalt- oder Justierwiderstand und ein Parallelwiderstand zur Vermeidung schädlicher Induktionsspannungen beim Ausschalten der Kupplung. Die Schaltung einer zum Betrieb mit der Netzspannung bestimmten Kupplung mit Widerständen ist aus dem Schema Fig. 54 ersichtlich.

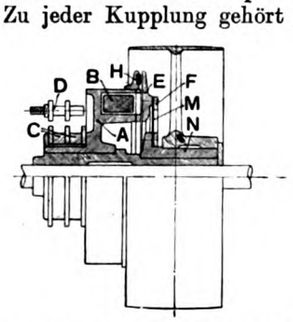


Fig. 55. Z. A.: Zum Kapitel: Elektromagnetische Kupplungen.

Die Kupplungen können auch so hergestellt werden, daß sie vom Strome eines Elektromotoren, mit dem die Kupplung verbunden werden soll, durchflossen werden. Das Kuppeln erfolgt, sobald der Motor eingeschaltet wird. Die Kupplung erhält in diesem Falle eine besondere Wicklung.

Der für einen bestimmten Fall geeignete Kupplungstyp bestimmt sich, wenn N die zu übertragenden Pferdestärken und n die Drehzahl bedeutet, aus der Formel:

$$\frac{N}{n} \cdot 1000 .$$

Man erhält dann nachstehende Tabelle.

Der Stromverbrauch der „M. W."-Kupplung ist demnach recht niedrig.

Typ	$\frac{N}{n} \cdot 1000$ für Drehzahlen bis:							Wattverbrauch bei Volt:			
	bis 200	200 bis 400	400 bis 500	500 bis 600	600 bis 800	800 bis 1100	1100 bis 1500	110	220	440	500
MK 1	7	7	6	6	6	5	5	40	50	70	80
2	14	13	12	12	11	11	10	60	70	100	120
4	28	26	24	24	22	22	20	60	70	100	120
6	42	39	36	36	33	33	—	60	70	100	120
10	98	91	84	84	77	77	—	130	140	180	180
15	182	169	156	156	143	—	—	130	140	180	180
20	322	299	276	276	253	—	—	130	140	180	180
25	476	442	408	408	—	—	—	130	140	180	180
30	672	624	576	576	—	—	—	170	180	190	190
35	938	871	804	—	—	—	—	170	180	190	190
40	1260	1110	1080	—	—	—	—	170	180	190	190

Eine bewährte Stopfbüchsen-Packung für Pumpen.

Mit Abbildung, Fig. 56.

Zusammenfassung. Beschrieben ist eine neuartige selbstdichtende Metallpackung, bestehend aus zwei Brillen und den nötigen Beilagen, die unter Mitwirkung einer ringförmigen Flansche so abdichten, daß Verluste an Flüssigkeit nicht mehr vorkommen können.

Durch Fig. 56 wird eine aus Amerika herrührende Packung im Schnitt und in der Ansicht wiedergegeben, die nach den uns vorliegenden Mitteilungen sich besonders als Außen-Stopfbüchsen-Packung bewährt haben soll.

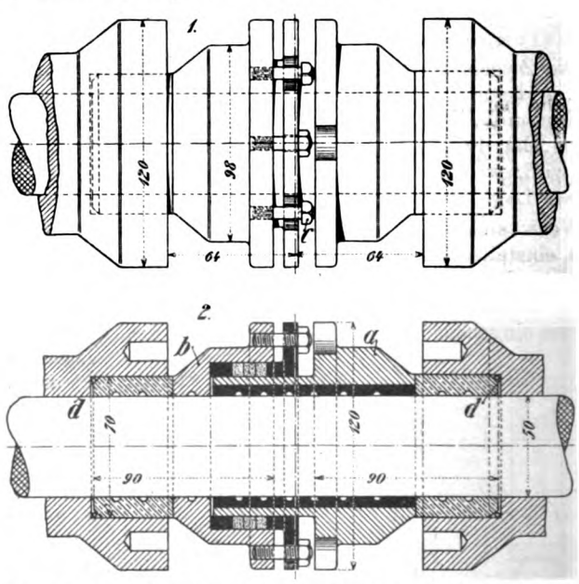


Fig. 56. Z. A.: Eine bewährte Stopfbüchsen-Packung für Pumpen.

Die Packung ist eine Konstruktion der Metallic Packing & Mfg. Company in Elyris, Ohio, und besteht aus den beiden Brillen a und b, den Grundringen und einer Einsatzstopfbüchse c. Von den beiden Brillen a und b enthält diejenige a zunächst eine Anlage mit Fangnuten und dann weiter einen zylindrischen Fortsatz über den sich der Ring c hinwegschiebt. Dieser ist durch Schrauben mit der zweiten Brille b in Verbindung gebracht, derart, daß er zentrisch auf dem Fortsatz der Brille a aufliegt, ein Pressen also ausgeschlossen ist. Hinter die beiden Brillen legen sich, wie schon gesagt, zwei ebenfalls mit Fangnuten versehene Grundringe, die gegen in die Stopfbüchsgehäuse eingelegte Lederbeilagen d abdichten.

Die neue Packung ist augenscheinlich den bekannten Stopfbüchsen für kurz gebaute Tandemdampfmaschinen nachgebildet. Sie bietet wie diese in den eingedrehten Rillen die Sicherheit, daß die Flüssigkeit, welche sich in den Zylindern bewegt, nicht heraustreten kann. Die Packung läßt sich bis zu 18" engl. Länge ausführen. Ebenso wurde, wie „Iron Age" bemerkt, bei einem Versuch festgestellt, daß die Reibung zwischen Stopfbüchse und Pumpenwelle eine ganz erhebliche Verminderung erfahren hatte. Denn vor Einschaltung der neuen Packung mußte das Drosselventil der fünfzölligen Plungerpumpe $1^1/_2$ Drehungen des Handrades offen gehalten werden, nach Einschaltung der Packung genügte $^1/_3$ Drehung. um denselben Effekt zu erzielen.

Triebwerke und Maschinen-Elemente

Branchen-Ausgabe V des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur".

Schriftleitung: Ingenieur F. Wilcke, Leipzig.

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Ein selbsttätiger Schmierapparat für Fahrstuhlschienen.

Mit Abbildungen, Fig. 57 bis 59.

Zusammenfassung. Beschrieben ist eine Einrichtung in verschiedenen Anwendungsbeispielen, die die Gleitschienen der Personen- usw. -Aufzüge und sonstigen Förderanlagen selbsttätig und gleichmäßig schmiert, bei dem also das so gefährliche Betreten des Daches vom Förderkorb, wie das die bisher übliche Schmierung von Hand verlangt, wegfällt, ebenso eine Nachfüllung des Ölbehälters nur etwa alle vier bis sechs Wochen erforderlich wird; sie erfolgt bei ruhendem Aufzug oder aus dem Fahrkorbe nach Öffnen einer Klappe.

Seither erfolgte die Schmierung der Fahrstuhlschienen meist in der Weise, daß ein Mann auf den Fahrkorb steigt und mit einem Pinsel konsistentes Fett auf die Schienen aufträgt, ein zweiter Mann befindet sich dabei im Fahrkorb und bewegt diesen nach den Anweisungen des ersten.

Der auf der Kabine stehende Mann ist während seiner Arbeit naturgemäß außerordentlich gefährdet, kommt es doch tatsächlich vor, daß der Fahrkorb einmal nicht schnell genug zum Stillstand gebracht werden kann, oder daß die Sicherheitsvorrichtungen versagen, so daß der Fahrkorb über seinen höchsten Stand hinaus, gegen die den Schacht abschließende Decke fährt usw. Allerdings muß nach den neuen Vorschriften über dem normalen höchsten Stand des Fahrkorbes noch ein freier Raum von 1 m Höhe verbleiben, aber auch diese Anordnung dürfte in vielen Fällen nicht genügen, Unfälle mit vollständiger Sicherheit zu verhüten, umsoweniger als die Gefährdung ja nicht nur im Überfahren des normalen höchsten Standes liegt. Beisp. ist bei nebeneinander liegenden Fahrstuhlanlagen, wie solche in großen Betrieben häufig vorkommen, der Arbeiter auch durch die Nebenanlagen, wie etwa das Gegengewicht, fast stets in Gefahr. Was Wunder, daß man bald auf die Schmierung von der Kabine aus, durch sog. Klappen zukam. Aber auch diese ist als einwandfrei nicht zu bezeichnen. Dazu kommt schließlich, daß hier auch die Schmierung an sich nicht die Wirkung hat, die sie haben könnte, würde sie in besserer Weise ausgeführt.

Es bleibt Tatsache, daß die von Hand aufgetragenen konsistenten Fette oft schon bei den ersten Fahrten durch die Führungsbacken fallen oder gegen deren Umwehrung geschleudert werden. Endlich aber entstehen, da die Schmierung auch im letzten Falle nur von Hand aus und infolgedessen nur in gewissen Zwischenräumen vorgenommen werden kann, vollständig trockene Stellen an den Schienen, über welche die Führungen schmierungslos hinweggezogen werden müssen. Die Folge davon ist das plötzliche Auftreten größerer Reibung, die wieder eine große Abnutzung der Schienen im Gefolge hat.

Neuerdings ist man deshalb darauf gekommen, die Schmierung mittels selbsttätiger Apparate durchzuführen. Das Resultat eines solchen Versuches zeigen die Fig. 57 und 58.

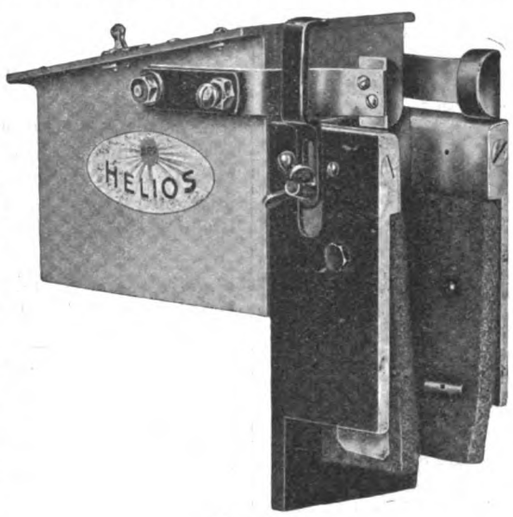


Fig. 57.

Der Automat f g umschließt mit seinen, mit Filz ausgelegten Führungsbacken e die Gleitschienen des Fahrkorbes, die nun durch diesen ölgetränkten Filz gleichmäßig geschmiert werden. Selbstverständlich ist für jede Führungsschiene ein Apparat erforderlich.

Der Apparat braucht keine Bedienung während des Betriebes, er wird durch ein seitlich angebrachtes Rohr während des Stillstandes vom Fahrkorbe gefüllt.

Der Apparat beseitigt sonach nicht nur jede Unfallgefahr, sondern spart auch an Schmiermaterial und Arbeitslöhnen. Durch die gleichmäßige Schmierung wird der Betrieb erleichtert, so daß man mit einer Stromersparnis rechnen darf. Fig. 59 zeigt einen ebenfalls von der Vertriebsgesellschaft automatischer Schmierapparate „Helios" G. m. b. H. in Berlin konstruierten selbsttätigen Schmierapparat für die Führungsschienen der Fahrkörbe eines Paternosteraufzuges, die bekanntlich in neuerer Zeit in großen Geschäftshäusern gern ausgeführt werden. Die Schmierpumpe g wird hier in gleicher Weise bewegt wie beim vorbeschriebenen Apparat und liegt auch hier in dem geschlossenen Ölkasten f, der mit den Führungsbacken am Fahrkorbe befestigt ist. Die Form der benutzten Griffrädchen m ist aus den Skizzen 1 bis 3 zu ersehen.

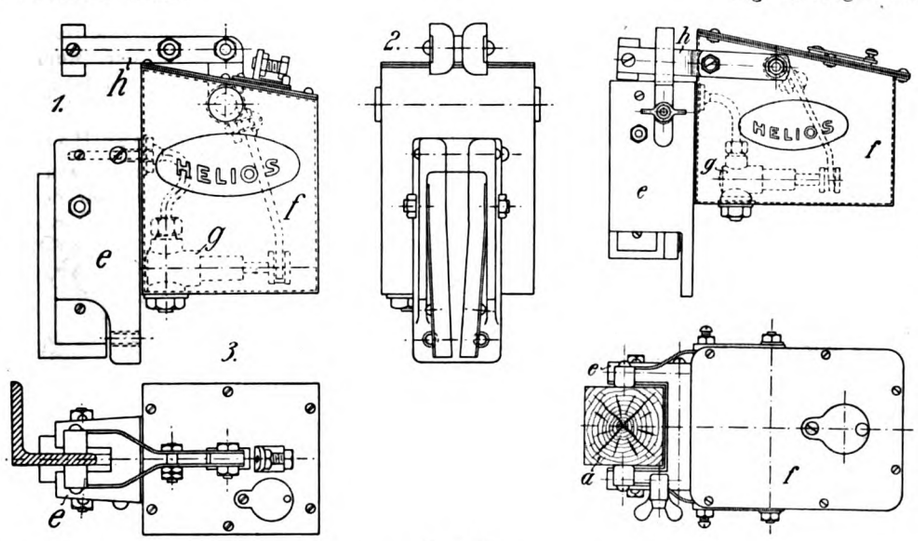


Fig. 58.

Fig. 57 u. 58. Z. A.. Ein selbsttätiger Schmierapparat für Fahrstuhlschienen.

Neuerungen in Kugelkäfigen.

Mit Abbildungen, Fig. 60 u. 61.

Zusammenfassung. Berichtet wird über zwei neue Käfige für Kugellager. Der eine besteht aus zwei durch Zwischenstücke verbundenen Ringen, der andere trägt fingerartige Fortsätze, mit denen die Kugeln erfaßt werden.

Obgleich die bis jetzt in die Praxis eingeführten Kugellager durchaus mit praktisch bewährten Kugelkäfigen versehen sind,

tauchen doch fortgesetzt noch Neuerungen auf, darunter sogar solche, denen man eine praktische Bedeutung schon beim ersten Anschauen zugestehen muß.

Man betrachte in dieser Hinsicht nur einmal den durch Fig. 61 wiedergegebenen Kugelkäfig; dieser besteht aus zwei durch Zwischenstücke verbundenen Ringen; und ist im übrigen dadurch gekennzeichnet, daß Zwischenstücke h von nahezu U-förmigen Querschnitt sich mit ihren Schenkeln l breitseitig gegen Ober- und Unterring a, b legen und mit den vorstehenden Schenkelenden n, o, die nach außen aufgerichteten Ränder d, e des Ober- und Unterringes a, b krallenförmig umklammern.

Der Käfig stammt von Hermann Kapper in Rathenow und ist diesem unter Nr. 256935 patentiert. Es wäre nur zu wünschen, daß man bald etwas über seine tatsächliche Bewährung hören würde. Diese dürfte allerdings bei dem durch Fig. 60 wiedergegebenen Kugelkäfig aus Blech vom Schweinfurter Präcisions-Kugellager-Werke Fichtel & Sachs nicht zu bezweifeln sein. Dieser Käfig kennzeichnet sich dadurch, daß durch schräg in die Ränder eines flachen Ringes a geführte Einschnitte b Lappen gebildet werden, die aufgebogen und in radiale Stellung verwunden als Trennstücke für die Kugeln dienen. Dabei besteht die Möglichkeit, daß man durch das Verwinden an dem Ringkörper seitliche Anlageflächen für die Kugeln schafft.

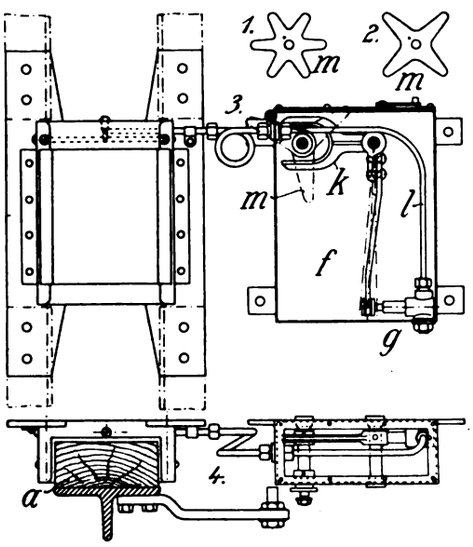


Fig. 59. Z. A.: Ein selbsttätiger Schmierapparat für Fahrstuhlschienen.

Berechnung der Transmissionsanlage
einer Holzschleiferei für 5000 kg Tagesproduktion.

Von Ingenieur **Max Otto** in **Leisnig i. S.**

Mit Abbildung, Fig. 62.

Zur Herstellung von Holzstoff waren in einer Fabrik die nachstehend aufgezählten Maschinen aufzustellen (vgl. Fig. 62).

Ein Großkraftschleifer „A" von 350 PS Kraftbedarf und $^2/_3$ m Schleifbreite; n = 200 Umdrehungen in der Minute, mit einer Hanfseilscheibe von 2250 mm Durchmesser.

Eine Betriebswasserpumpe „B" von 10 PS Kraftbedarf; n = 900 Umdrehungen in der Minute, mit fester und loser Riemscheibe von 350 mm Durchmesser und 130 mm Breite, für eine Leistung von 1500 l in der Minute.

Ein Raffineur „C" von 15 PS Kraftbedarf; n = 240 Umdrehungen, mit fester und loser Riemscheibe von 1000 mm Durchmesser und 190 mm Breite.

Eine Pendelsäge „D" von 4 PS Kraftbedarf; n = 1050 Umdrehungen, mit fester und loser Riemscheibe von 250 mm Durchmesser und 70 mm Breite.

Eine Rindenschälmaschine „E" von 4 PS Kraftbedarf; n = 900 Touren, mit fester und loser Riemscheibe von 250 mm Durchmesser und 85 mm Breite.

Eine Holzstoff-Entwässerungsmaschine „F" von 4 PS Kraftbedarf; n = 50 Touren der Vorgelegewelle, mit fester und loser Riemscheibe von 800 mm Durchmesser und 185 mm Breite.

Eine Grobstoffpumpe „G" von $1^1/_2$ PS Kraftbedarf; n = 50 Umdrehungen, mit fester und loser Riemscheibe von 800 mm Durchmesser sowie 100 mm Breite.

Ein rotierender Sortierer „H" von 8 PS Kraftverbrauch; n = 450 Touren, mit fester und loser Riemscheibe von 400 mm Durchmesser und 130 mm Breite.

Eine Grobstoffbütte „I" mit einfachem Zahnradvorgelege von 3 PS Kraftbedarf; n = 35 Umdrehungen, mit fester und loser Riemscheibe von 1000 mm Durchmesser und 190 mm Breite.

Eine Zentrifugal-Abwasserpumpe „K" von 8 PS Kraftverbrauch; n = 750 Touren, mit loser und fester Riemscheibe von 300 mm Durchmesser und 120 mm Breite, für eine Leistung von 1000 l in der Minute.

Eine Zentrifugal-Stoffpumpe „L" von 8 PS Kraftbedarf; n = 750 Umdrehungen, mit fester und loser Riemscheibe von 300 mm Durchmesser und 120 mm Breite, für eine Leistung von 1000 l in der Minute.

Ein Akkumulator „M" von 2 PS Kraftbedarf; n = 50 Touren, mit fester und loser Riemscheibe von 1000 mm Durchmesser und 100 mm Breite.

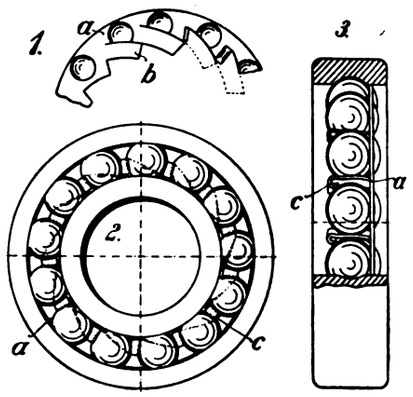


Fig. 60. Z. A.: Neuerungen in Kugelkäfigen.

Ein Splitterfänger „N" von $1^1/_2$ PS Kraftverbrauch; n = 150 Touren, mit fester und loser Riemscheibe von 600 mm Durchmesser und 60 mm Breite.

Eine Gleichstrom-Dynamomaschine „O" von 18 PS Kraftbedarf; n = 1200 Umdrehungen in der Minute, mit einer Antriebsscheibe von 200 mm Durchmesser und 200 mm Breite.

Für eine der Schleiferei gegenüberliegende Reparaturwerkstätte sollen außerdem noch 16 PS abgegeben werden, die durch einen Drahtseiltrieb zu übertragen sind. Es ergibt sich somit die gesamte zu übertragende Kraft zu N = 453 PS. Hierbei ist berücksichtigt, daß die Kraftleistungen der einzelnen Maschinen reichlich angenommen wurden.

Zur Aufstellung kommt eine Heißdampfmaschine von 475 PS und n = 150 Touren in der Minute. Der Durchmesser des Schwungrades, welches als Hanfseilscheibe ausgebildet ist, beträgt 3 m.

Berechnung des Hanfseiltriebes.

Der Großkraftschleifer wird von der Dampfmaschine direkt angetrieben, während der Antrieb der übrigen Maschinen durch die Haupttransmission erfolgt. Es ist also die Berechnung des Hanfseiltriebes für den Schleifer und die Haupttransmission getrennt durchzuführen.

Antrieb des Großkraftschleifers A.

Der Durchmesser der Seilscheibe auf der Schleiferwelle war D = 2250 mm, die minutliche Umdrehungszahl des Schleifers n = 200; und der Kraftverbrauch N = 350 PS.

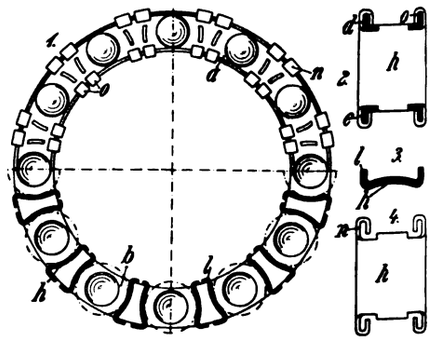


Fig. 61. Z. A.: Neuerungen in Kugelkäfigen.

Es ergibt sich die Seilgeschwindigkeit in der Sekunde zu:

$$v = \frac{D \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{2{,}25 \cdot 3{,}14 \cdot 200}{60} = 23{,}5 \text{ m}$$

und die zu übertragende Umfangskraft:

$$P = \frac{75 \cdot N}{v} = \frac{75 \cdot 350}{23{,}5} = 1117 \text{ kg}.$$

Werden Hanfseile von $\delta = 5$ cm angenommen, so überträgt ein Seil: $p = 5 \cdot \delta^2 = 5 \cdot 5^2 = 125$ kg.

Demnach wird die Anzahl der erforderlichen Seile:

$$i = \frac{P}{p} = \frac{1117}{125} = 8{,}8 = \sim 9.$$

Bezeichnet:

S_1 = die Spannkraft in den ziehenden Seilstücken,
S_2 = die Spannkraft in den gezogenen Seilstücken,
S_0 = die Spannkraft, mit der die Seile aufgelegt werden müssen,
$\beta = 43^0$ den Keilwinkel der Seilrillen in der Scheibe,
$\mu_1 = 0{,}18$ den Reibungskoeffizienten zwischen Hanf und glatten Eisenscheiben,
$\alpha = 175^0$ den kleineren der beiden Zentriwinkel, die von den Seilen umspannt werden,
$g = 9{,}81$ die Beschleunigung der Schwere,
$e = 2{,}71828$ die Grundzahl der natürlichen Logarithmen,
$q = 2{,}2$ kg das Eigengewicht von 1 m Hanfseil von 50 mm Durchmesser,

so erhält man die Seilspannungen wie folgt:

Die Reibung erhöht sich dadurch bedeutend, daß die Seile in keilförmigen Rillen laufen.

Der zugehörige Reibungskoeffizient wird:

$$\mu = \frac{\mu_1}{\sin\frac{\beta}{2}} = \frac{0{,}18}{\sin\frac{43}{2}} = \sim 0{,}49$$

und demnach die Spannkraft:

$$S_1 = P \cdot \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1} + i \cdot q \cdot \frac{v^2}{g},$$

die Bogenlänge wird für $\alpha = 175^0$ und für den Radius 1 = 3,054,

$$e^{\mu\alpha} = \log 2{,}71828^{0{,}49 \cdot 3{,}054} = 0{,}4343 \cdot 0{,}49 \cdot 3{,}054 = 0{,}6499$$

und: $$e^{\mu\alpha} = \sim 4{,}46;$$

$$S_1 = 1117 \cdot \frac{4{,}46}{4{,}46 - 1} + 9 \cdot 2{,}2 \cdot \frac{23{,}5^2}{9{,}81} = 2543 \text{ kg};$$

$$S_2 = P \cdot \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1} + i \cdot q \cdot \frac{v^2}{g}$$

$$= 1117 \frac{1}{4{,}46 - 1} + 9 \cdot 2{,}2 \cdot \frac{23{,}5^2}{9{,}81} = 1437 \text{ kg};$$

$$S_0 = \frac{S_1 + S_2}{2} = \frac{2543 + 1437}{2} = 1990 \text{ kg}.$$

Jedes der neun Seile muß also mit $\frac{1990}{9} = \sim 221$ kg aufgelegt werden.

Antrieb der Haupttransmission.

Der Durchmesser der Seilscheibe auf der Haupttransmission wird bei einer Umdrehungszahl derselben von n = 220 i. d. Min.:

$$D' = \frac{3000 \cdot 150}{220} = 2045 \text{ mm}.$$

Der Kraftverbrauch der übrigen Maschinen ist:

$$453 - 350 = 103 \text{ PS}.$$

Die Transmission soll — für den Fall, daß später noch einige weitere Maschinen zur Aufstellung gelangen — für eine Kraftleistung von 125 PS berechnet werden.

Es ist:

$\beta = 43^0$; $\mu_1 = 0{,}18$; $\alpha = 180^0$; $g = 9{,}81$; $e = 2{,}71828$;
$q = 2{,}2$ kg; $\mu = 0{,}49$; $\nu = 23{,}5$ m; $p' = 125$ kg.

Die zu übertragende Kraft ergibt sich zu:

$$P' = \frac{75 \cdot N_1}{\nu} = \frac{75 \cdot 125}{23{,}5} = 400 \text{ kg}$$

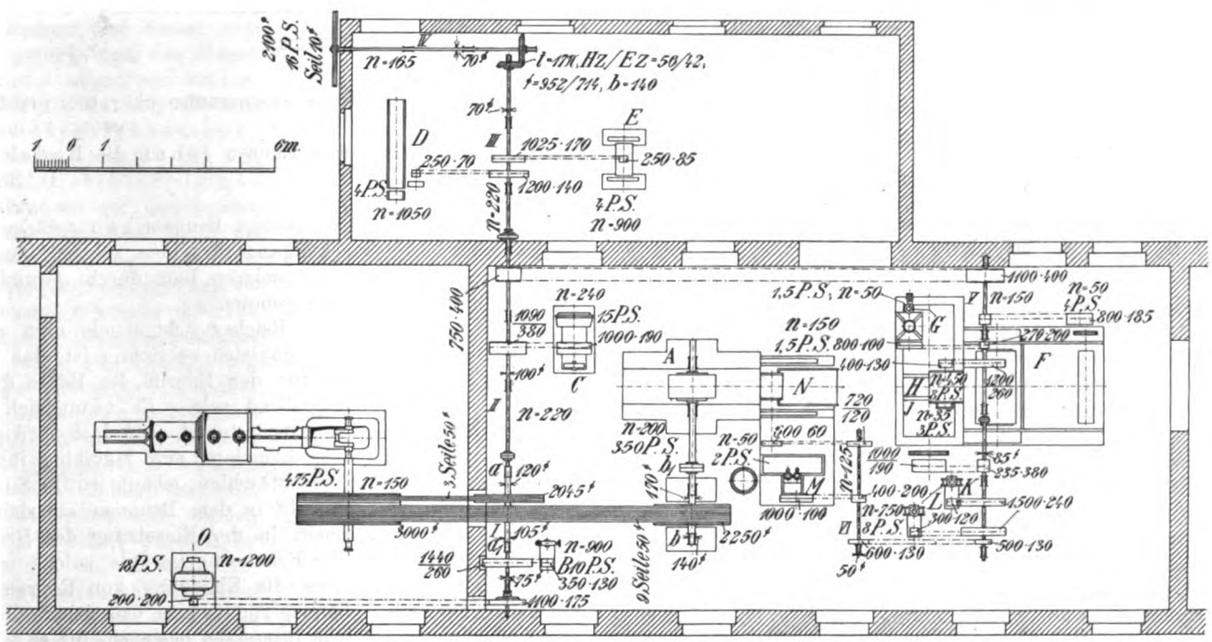


Fig. 62. Z. A.: Berechnung der Transmissionsanlage einer Holzschleiferei für 5000 kg Tagesproduktion.

und somit die Anzahl der Seile:

$$i' = \frac{P'}{p'} = \frac{400}{125} = \sim 3.$$

Die Bogenlänge für $a = 180^0$ und für den Radius 1 wird 3,14.

$$e^{\mu\alpha} = \log 2{,}71828^{0{,}49 \cdot 3{,}14} = 0{,}4343 \cdot 0{,}49 \cdot 3{,}14 = 0{,}6582;$$

$$e^{\mu a'} = 4{,}55;$$

$$S_1' = P' \cdot \frac{e^{\mu\alpha'}}{e^{\mu\alpha'} - 1} + i' \cdot q \cdot \frac{v^2}{g}$$

$$= 400 \cdot \frac{4{,}55}{4{,}55 - 1} + 3 \cdot 2{,}2 \cdot \frac{23{,}5^2}{9{,}81} = \sim 875 \text{ kg};$$

$$S_2' = P' \cdot \frac{1}{e^{\mu\alpha'} - 1} + i' \cdot q \cdot \frac{v^2}{g}$$

$$= 400 \cdot \frac{1}{4{,}55 - 1} + 3 \cdot 2{,}2 \cdot \frac{23{,}5^2}{9{,}81} = 485 \text{ kg};$$

$$S_0' = \frac{S_1' + S_2'}{2} = \frac{875 + 485}{2} = 680 \text{ kg}.$$

Die Spannung, mit welcher jedes der drei Seile aufgelegt werden muß, beträgt: $\frac{680}{3} = \sim 227$ kg.

(Fortsetzung folgt.)

Dehnungskupplung,
englischer Bauart.

Mit Abbildung, Fig. 63.

Zusammenfassung. Die neue Kupplung besteht aus zwei Hälften, deren eine auf der treibenden und deren andere auf der angetriebenen Welle sich befindet und die miteinander durch federnde Ringe, sowie Knaggen im Eingriff stehen.

Durch die Abbildung, Fig. 63 wird eine von C. E. Lugard and Co. in Chester hergestellte Dehnungskupplung veranschaulicht, die zur Gruppe der elastischen Kupplungen gerechnet werden muß.

Wie man erkennt, besteht die Kupplung aus zwei Teilen, von denen der eine auf der treibenden, der zweite auf der getriebenen Welle sich befindet. Durch Vorsprünge an dem einen Teil werden Federn erfaßt, die in den andern Teil eingelegt sind und deren Festigkeit so berechnet ist, daß die Federn im Augenblick des Eingriffs zunächst etwas nachgeben. Infolgedessen zieht die Kupplung nicht gleich in dem Augenblick an, wo man sie einrückt, sondern erst einige Sekunden später. Die beim Einrücken ausgeübte Kraft wird also zunächst den Federn mitgeteilt, von diesen elastisch aufgenommen und so stoßlos an die andere Hälfte der Kupplung weitergegeben. Die Federn an sich haben die Form längsgeschlitzter Rohre. Nur bei sehr großen Kupplungen ist der Schlitz in der Feder spiralig gewunden.

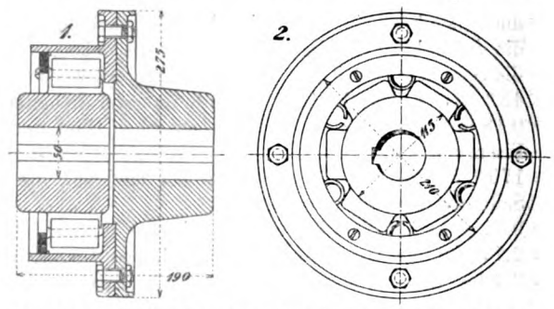


Fig. 63. Z. A.: Dehnungskupplung englischer Bauart.

Will man die Federn ausheben, so genügt es, einen in den festen Teil der Kupplung eingeschraubten Ring zu lösen und nach der Seite herauszuziehen, um so die Federn freizulegen.

Sprechsaal.

Dieser Raum steht den Abonnenten und Inserenten der Zeitschrift zur **freien Aussprache** über **technische Fragen** und **Vorkommnisse** zur Verfügnng.

Reklamen für einzelne Werke bezl. Firmen sind dabei jedoch ausgeschlossen. Ebenso lehnt die Redaktion die Verantwortung für diese Korrespondenz ab.

D. Redaktion.

Die Anfrage: **Ist für eine maschinelle Anlage eine baupolizeiliche Genehmigung erforderlich?** beantwortet Dr. iur. Eckstein in Berlin-Halensee wie folgt:

Wer als Bauherr, Baumeister oder Bauhandwerker einen Bau oder eine Ausbesserung, wozu die polizeiliche Genehmigung erforderlich ist, ohne diese Genehmigung oder mit eigenmächtiger Abweichung von dem durch die Behörde genehmigten Bauplane ausführt oder ausführen läßt, wird nach § 367, Ziffer 15 Str.G.B. mit Geldstrafe bis zu 150 Mk. oder mit Haft bestraft.

Zu welchen Bauten die polizeiliche Genehmigung erforderlich sein soll, ist Sache der Polizeibehörde. Fast überall ist durch Polizeivorschrift für Bauten schlechthin die Genehmigung erforderlich und nur gewisse Fälle sind davon ausgeschlossen.

Was als Bau anzusehen ist, wird vom Gesetz nicht definiert. Im allgemeinen pflegt man im gewöhnlichen Sprachgebrauch unter Bau nur die Errichtung eines Wohn- oder sonstigen Gebäudes, insbesondere also die Errichtung eines Raumes zu verstehen. Daß dagegen der Begriff des Baues in der fraglichen Strafbestimmung nicht in diesem engen Sinne auszulegen ist, geht aus der Zweckbestimmung dieses Paragraphen hervor. Die baupolizeiliche Genehmigung dient dazu, der Allgemeinheit eine Sicherheit zu bieten gegen etwaige Gefährdungen, die aus der leichtsinnigen Ausführung von Bauten oder baulicher Anlagen hervorgehen können; und es dürfte darum keinem Zweifel unterliegen, daß auch Brücken, Salinenbauten und dergleichen unter den Begriff des Bauwerkes fallen können.

Das Reichsgericht dagegen gibt dem Inhalt dieses Paragraphen eine Auslegung, deren Weite gegen das Rechtsgefühl und durchaus gegen den Sprachgebrauch verstößt. Es hält nämlich jede Anlage, die in irgend einer Weise fest mit dem Boden oder einem Gebäude verbunden wird, bereits für eine bauliche Anlage, zu der die baupolizeiliche Genehmigung erforderlich ist. Die fragliche Reichsgerichtsentscheidung (vgl. „Deutsche Juristenzeitung", 1909, S. 830) betrifft einen Brunnenbau. Was aber in bezug auf den Brunnenbauer ausgeführt ist, würde in gleicher Weise auch auf die Konstruktion einer maschinellen eingebauten Anlage zutreffen, so daß, wenn man hier die fragliche Reichsgerichtsentscheidung für richtig hält, auch zur Errichtung einer maschinellen Anlage die Verpflichtung zur Einholung der baupolizeilichen Genehmigung angenommen werden müßte; eine Rechtsauffassung, die die Maschinenbauinteressenten auf das empfindlichste treffen würde, da mit der Einholung baupolizeilicher Genehmigungen nicht nur viel Mühe, sondern oft ein erheblicher und unersetzlicher Zeitverlust verknüpft ist. Das fragliche Urteil betrifft den Bau eines Abessinierbrunnens, und die Ansicht, daß ein derartiger Brunnenbau unter den Begriff des Baues im Sinne des Strafgesetzbuches falle, wird auf die Tatsache gestützt, daß man auch im praktischen Leben von einem Brunnenbau spräche, und daß die baupolizeiliche Genehmigung für einen solchen Bau genau so wie für einen Haus- oder anderen Bau durch gesundheits- und feuerpolizeiliche Interessen geboten sei.

Die Richtigkeit dieses Reichsgerichtsurteils muß erheblichen Bedenken unterliegen. Wenngleich es richtig ist, daß man einen Brunnen baut, so kann für den Begriff des Baues der Sprachgebrauch nicht ausschlaggebend sein. Es nennt sich auch der Maschinenfabrikant „Maschinenbauer", und doch wird gewiß kein Mensch auf den Gedanken kommen, eine Maschine für ein Bauwerk anzusehen, weil eine Maschine gebaut wird. So hat gewiß auch das Reichsgericht nicht in dem Brunnen an sich ein Bauwerk erblickt, als vielmehr in der Einsetzung des Brunnens, in der Brunnenanlage. Eine Brunnenanlage als solche ist aber sowenig ein Bau, wie etwa die Einlegung von Röhren oder das Legen von Schienen. Es mag richtig sein, daß sicherheits-, gesundheits- und feuerpolizeiliche Interessen bestehen, die es rechtfertigen möchten, auch für eine Brunnenanlage ein Konzessionsverfahren einzuführen. Ist das aber bisher versäumt worden, so kann nicht die Rechtsauslegung durch Gewaltsamkeit diese Lücke ausfüllen.

Es ist allerdings schwierig, den Begriff des Baues zu definieren. Jedenfalls gehört aber zu dem Begriff des Baues, daß das fertige Werk in seinen einzelnen Bestandteilen an der Stelle, an der es errichtet werden soll, zusammengesetzt wird, oder aber, daß die Zusammensetzung an sich die Errichtung eines Bauwerkes bedeutet und dieses Bauwerk als ganzes nachträglich an seinen Bestimmungsort geschafft wird. In Amerika ist es üblich, Landhäuser transportabel zu bauen, und sollte es nun möglich sein, ein derartiges Landhaus, ohne es auseinanderzunehmen, zu transportieren, so würde auch die Einsetzung eines solchen Landhauses auf einem bestimmten Grund und Boden als Errichtung eines Bauwerkes möglicherweise angesehen werden können.

Wie aber schon erwähnt, ist die bloße Konstruktion einer Maschine nicht ein Bauwerk, und einer Maschine steht ein Brunnen durchaus gleich. Ist der Brunnenapparat aber als solcher kein Bauwerk, so kann seine Einsetzung ihn nicht zum Bauwerk stempeln. Es ist allerdings eine Ausschachtung, die Bohrung eines Brunnenloches und manche andere Arbeit nötig, aber auch diese Arbeiten stehen in einem direkten Gegensatze zu der Errichtung eines Werkes. Hier wird nichts zusammengefügt, nichts aufgetürmt, sondern im Gegenteil nur ein Stück dem Boden entnommen, um dort einen Brunnen einzusetzen.

Es ist also schlechthin unmöglich, in einer Abessinier-Brunnenanlage, oder in einer maschinellen oder sonstigen derartigen Anlage, ein Bauwerk zu erblicken, und es kann der Polizeibehörde nicht das Recht zugesprochen werden, derartige geplante „Bauten" zu genehmigen oder eine Genehmigung zu verweigern.

Triebwerke und Maschinen-Elemente

Branchen-Ausgabe V des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur".

Schriftleitung: Ingenieur F. Wilcke, Leipzig.

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Neuere Schieber englischer Bauart.

Mit Abbildungen, Fig. 64 bis 66.

Zusammenfassung. Beschrieben sind drei Schieberkonstruktionen, von denen die eine für Hochdruckdampf, die zweite für Niederdruckdampf und sonstige Flüssigkeiten bestimmt ist, während die dritte lediglich desbalb allgemeines Interesse verdient, weil bei ihr die Möglichkeit besteht, in jedem Augenblick festzustellen, welche Durchflußgeschwindigkeit das in der Leitung sich bewegende Medium besitzt.

Die Abdichtung erfolgt bei allen drei Schiebern durch Platten die von Federn und Keilen unter dem Einfluß der Spindel an die Sitze gepreßt und von diesen ebenso wieder abgezogen werden.

In den Fig. 64 oder 65 sind zwei neue Schieberkonstruktionen veranschaulicht, die von Alley and Maclelan, Limited in Glasgow auf der letzten „Engineering Exhibition" in Olympia ausgestellt wurden.

Die Konstruktion nach Fig. 65 betrifft einen Absperrschieber, der für Dampfdrücke bis 200 Pfd. engl. zu brauchen ist. Der Körper derartiger Schieber wird von der eingangs genannten Firma entweder in Gußeisen oder in Gußstahl ausgeführt. Die beiden Schieberplatten haben durchaus parallele Sitzflächen und werden durch Federn derart auseinander gedrückt, daß ein sicheres Anpressen der Platten an den Sitzen gewährleistet erscheint. Allerdings ist diese Anpressung immer nur sekundärer Natur. Der Hauptdruck wird durch einen Keil ausgeübt, der durch drehen an der Spindel tiefer oder weniger tief zwischen die beiden Platten hineingeschoben werden kann.

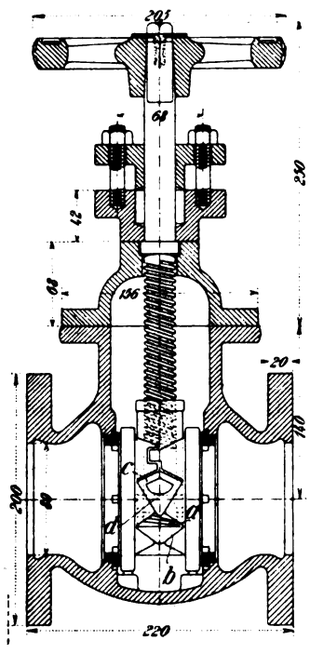


Fig. 64.

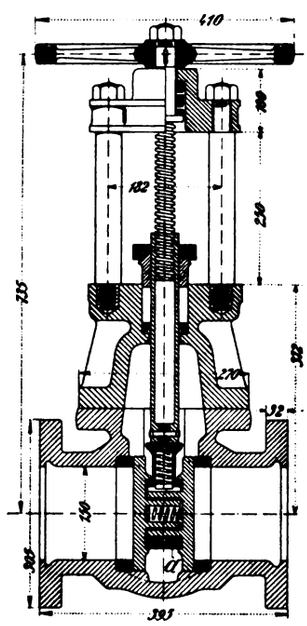


Fig. 65.

Fig. 64 u. 65. Z. A.: Neuere Schieber englischer Bauart.

Die Verbindung zwischen dem Keil und der Spindel ist durch eine Büchse hergestellt, die mit dem Keil verstiftet ist, während die Spindel sich in die Büchse hineinschraubt.

Der Wert der Konstruktion liegt darin, daß wenn der Schieber geöffnet werden soll, die erste Drehung am Handrad zunächst den Keil löst, erst die weitere Drehung führt dann zum Heben der Schieberplatten.

Gleich den sonst bekannten Dampfschiebern ist auch der vorliegende senkrecht in die Leitung einzubauen, damit sich Kondenswasser in demselben nicht ansammeln kann. Die Abdichtung der Spindel erfolgt durch eine Stopfbüchse, deren Flansche sich auf eine sphärische Führung aufsetzt.

Fig. 64 veranschaulicht den nach demselben Prinzip hergestellten Niederdruckschieber für Dampf von 74 Pfund und Wasserdruck von 100 Pfund. Bei diesen sind neben der zentralen Feder a, die Keile b, c, d vorhanden. Die Feder a liegt in einer zentralen Nuß, die durch zwei Klötze flankiert ist, die auf ihrem Rücken Keilflächen tragen. Wird der Schieber geschlossen, so werden die beiden Schieberplatten von der Spindelnuß durch den Druck den die Feder a auf die Keilführung b ausübt, abgedrückt gehalten. Ist der Schieber vollständig geschlossen, so erscheint die Feder a zusammengepreßt und ein weiteres Drehen am Handrad bringt den zweiten Keil d zur Wirkung, der die beiden Schieberplatten kräftig auf ihre Sitzflächen aufpreßt. Beim Wiederöffnen des Schiebers zieht im ersten Anlauf eine Drehung am Handrad den Keil d zurück, worauf die beiden Schieberplatten aufspringen.

Auch dieser Schieber wird am besten senkrecht eingebaut. Er wird in Bronze oder Gußeisen mit Bohrungen von 2 bis 12 Zoll Durchmesser ausgeführt, und ist ebenso gut für Frischdampf- und Auspuffzwecke als auch für warmes und kaltes Wasser, Druckluft und flüssige sowie gasförmige Chemikalien zu verwenden.

Der durch Fig. 66 veranschaulichte dritte Schieber ist von Gibbs konstruiert und erlaubt es, den Durchfluß jederzeit mit Hilfe von Thermometern genau zu kontrollieren, ebenso aber auch den Druck vor oder hinter dem Sitz an einem Manometer abzulesen. Wie man aus Skizze 2 erkennt ist außerdem durch Anordnung einer Skala d Vorsorge getroffen, daß man in jedem Augenblick genau feststellen kann, wie weit der Schieber offen ist.

Die Sitze auf der Schieberplatte sind in der üblichen Weise ausgeführt, der Einbau des Schiebers soll derart erfolgen, daß der Durchlaß stets frei ist. Die Verbindung des Manometers mit den Räumen vor und hinter dem Schieber geschieht nach Skz. 1 und 2 durch Gasrohre b, in die dicht vor dem Körper des Schiebers Absperrhähne eingeschaltet sind. Will man die Durchflußgeschwindigkeit feststellen, so hat man nur nötig an dem bei a sitzenden Manometer und am Thermometer die entsprechenden Grade abzulesen und dann an Hand einer jedem Schieber beigegebenen Tabelle die zugehörigen Daten zu ermitteln.

Ein selbsttätiger Schmierapparat für konsistente Fette.

Mit Abbildung, Fig. 67.

Zusammenfassung. Beschrieben ist ein Schmierautomat für konsistente Fette, bei dem durch ein Triebwerk ein Kolben im Zylinder schrittweise nach unten getrieben wird. Der Kolben schiebt das Schmiermaterial durch eine Öffnung im Anschlußstutzen des Apparates in den Schmierkanal. Sicheres Arbeiten und gleichmäßige Schmierung sind für den Apparat kennzeichnend.

Selbst der schärfste Anhänger des Zentral-Schmierverfahrens kann nicht ableugnen, daß in der Praxis noch eine ganze Anzahl Fälle vorkommen, in denen die Anwendung des Zentralschmierverfahrens nicht möglich ist. Man denke nur an die Exzenter, Kreuzköpfe usw. Gerade diese Teile fordern aus Gründen, die jedem bekannt sind, eine ganz besondere Schmierung, so daß es auf der anderen Seite wieder nicht zu verwundern ist, wenn immer neue Schmierapparate auftauchen.

Zu denjenigen dieser Neuerungen, die gleich nach ihrem Erscheinen die Beachtung der Praktiker gefunden haben, gehört der Schmierautomat von H. Walch & Böhm in Wiesbaden.

Dieser Apparat arbeitet selbsttätig und sein Funktionieren wird, wie wir hören, von der Beschaffenheit des zur Verfügung stehenden

Schmiermaterials nicht beeinflußt. Die Schmierung erfolgt entsprechend der Umlaufzahl der Maschine resp. des von dem einzelnen Apparate bedienten umlaufenden Maschinenteiles.

Die Ausführung ist aus den Skizzen der Fig. 67, ersichtlich. Man erkennt, daß der Apparat aus drei Hauptteilen besteht, dem Aufsatz mit dem Triebwerk, dem Schmierzylinder mit dem Kolben und dem sog. Untersatz mit dem Schraubstück. Der Untersatz enthält die Ausflußöffnung für das Fett und wird mit dem Zylinder

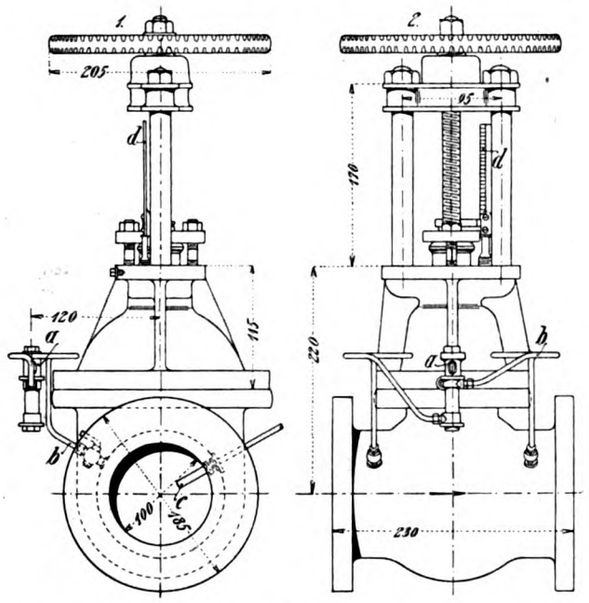


Fig. 66. Z. A.: Neuere Schieber englischer Bauart.

durch Verschrauben dicht verbunden. Das Triebwerk ist durch eine Art Deckel vollständig vom Zylinder getrennt und besteht aus den in der unteren Skizze erkennbaren Teilen.

Der Apparat wird durch die Bewegung der Maschine in Tätigkeit gesetzt, indem das Pendel a sich vom Stift b nach dem Stift c zu bewegt. Dabei wird von der Sperrklinke e immer nur ein Zahn des Sperrades weitergeschaltet. Die Sperrbewegung überträgt sich auf das Mittelrad f und durch dieses auf die Spindel im Kolben; dadurch wird letzterer nach unten bewegt. Damit der Maschinist jeden Augenblick erkennen kann, welche Lage der Kolben gerade im Zylinder einnimmt, ist ein Stift g vorgesehen, der sich auf den Kolben aufsetzt und an seiner Bewegung teilnimmt. Bei ganz gefülltem Schmiergefäß schaut der Stift nahezu in seiner ganzen Länge aus dem Gefäß heraus.

Um die Büchse zu füllen, braucht man nur den Kolben in die Höhe zu ziehen, zu welchem Zwecke man den Knopf an der Spindel erfaßt. Beim Anziehen des Kopfes wird das Gesperre ausgelöst und dann der hochgezogene Knopf nach links herumgedreht. Eine einfache Rechtsdrehung des Kopfes genügt auf der anderen Seites den Kolben nach unten zu drücken, um so das Fett im Zylinder zusammenzupressen und damit den Apparat für das Anlassen vorzubereiten.

Die Wirkungsweise des Apparates bleibt sich, ganz gleich ob dieser an einer stehenden oder liegenden Maschine angebracht ist, dieselbe; er schmiert in beiden Stellungen.

Zur Zeit wird der Apparat mit einem äußeren Durchmesser von 58, 68, 78, 95 mm und einem Fettinhalt der Büchse von 33, 65, 95, 145 gr. ausgeführt.

Berechnung der Transmissionsanlage
einer Holzschleiferei für 5000 kg Tagesproduktion.

Von Ingenieur **Max Otto** in **Leisnig i. S.**

Mit Abbildungen, Fig. 68 bis 72.

(Fortsetzung aus Heft 15.)

Berechnung des Drahtseiltriebes.

Die Entfernung der in gleicher Höhe liegenden Wellen ist = 33 m (Fig. 71). Die durch das Seil zu übertragende Kraft betrug N = 16 PS. Das Seil soll, um die Dauerhaftigkeit desselben zu gewährleisten, für eine zu übertragende Kraft von N = 20 PS berechnet werden. Der Durchmesser der Seilscheiben, die mit Leder ausgefüttert werden, soll 2100 mm betragen, und die Umdrehungszahl beider Wellen $n_1 = 165$ in der Minute. Es ergibt sich die Seilgeschwindigkeit zu:

$$v = \frac{D \cdot \pi \cdot n_1}{60} = \frac{2{,}1 \cdot 3{,}14 \cdot 165}{60} = \sim 18 \text{ m i. d. Sek.}$$

und demnach die Umfangskraft:

$$P = \frac{75 \cdot N}{v} = \frac{75 \cdot 20}{18} = \sim 84 \text{ kg.}$$

Der Durchmesser des Drahtseiles wird:

$$d = 1{,}93 \sqrt[3]{\frac{N}{n_1}} = 1{,}93 \sqrt[3]{\frac{20}{165}} = \sim 10 \text{ mm.}$$

Es kommt ein Drahtseil aus Patent-Tiegelgußstahl von 10 mm Durchmesser, mit i = 36 Drähten von je 1,2 mm Durchmesser zur Verwendung, welches pro Meter Länge q = 0,38 kg wiegt. Der Reibungskoeffizient von Drahtseil auf Leder ist $\mu = 0{,}26$; der Zentriwinkel des vom Seil umspannten Bogens ist $\alpha = 180^0$ und die Bogenlänge für den Radius 1 = 3,14.

$$e^{\mu\alpha} = \log 2{,}71828^{0{,}26 \cdot 3{,}14} = 0{,}4343 \cdot 0{,}26 \cdot 3{,}14 = 0{,}3545;$$

$$e^{\mu\alpha} = \sim 2{,}27.$$

Es ergeben sich nun die Spannkräfte wie folgt:

$$S_1 = P \cdot \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1} + q \cdot \frac{v^2}{g} = 84 \cdot \frac{2{,}27}{2{,}27 - 1} + 0{,}38 \cdot \frac{18^2}{9{,}81} = \sim 166 \text{ kg;}$$

$$S_2 = P \cdot \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1} + q \cdot \frac{v^2}{9{,}81} = 84 \cdot \frac{1}{2{,}27 - 1} + 38 \cdot \frac{18^2}{9{,}81} = 78 \text{ kg;}$$

$$S_0 = \frac{S_1 + S_2}{2} = \frac{166 + 78}{2} = 122 \text{ kg.}$$

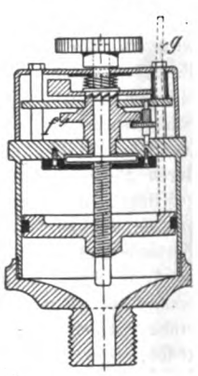


Fig. 67. Z. A.: Ein selbsttätiger Schmierapparat für konsistente Fette.

Der Durchhang in der Mitte der Wellenentfernung l beträgt während des Ganges für das ziehende Seilstück:

$$h_1 = \frac{q \cdot l^2}{8 \cdot S_1} = \frac{0{,}38 \cdot 33^2}{8 \cdot 166} = 0{,}31 \text{ m;}$$

für das gezogene Seiltrum:

$$h_2 = \frac{q \cdot l^2}{8 \cdot S_2} = \frac{0{,}38 \cdot 33^2}{8 \cdot 78} = 0{,}66 \text{ m.}$$

Der Durchhang der beiden Seile im Ruhezustand ist gleich groß und zwar:

$$h_0 = 1{,}56 \cdot h_1 = 1{,}56 \cdot 0{,}31 = 0{,}48 \text{ m.}$$

Wird die bei neuen Drahtseilen eintretende Streckung berücksichtigt, so ergibt sich die ganze Länge des Seiles zu:

$$L = 2 \cdot \left[\pi \cdot \frac{D}{2} + l\left(1 + 2 \cdot \frac{h_0^2}{l^2}\right)\right]$$

$$= 2\left[3{,}14 \cdot \frac{2{,}1}{2} + 33\left(1 + 2 \cdot \frac{0{,}48^2}{33^2}\right)\right]$$

$$= 72{,}6 \text{ m.}$$

Ist f der Seilquerschnitt in qcm.

$$f = i \cdot \frac{\delta^2 \cdot 3{,}14}{4} = 36 \frac{0{,}12^2 \cdot 3{,}14}{4} = \sim 0{,}4 \text{ qcm,}$$

so ist die von der Zugspannung S_1 herrührende Normalspannung unter Voraussetzung gleichmäßiger Kraftverteilung über den Querschnitt: $\sigma_z = \frac{S_1}{f} = \frac{166}{0{,}4} = 415$ kg/qcm und die im Seile durch das Umschlingen über die Seilscheibe hervorgerufene Biegungsspannung, wenn für das Material der Elastizitätsmodul E = 2200000 gesetzt wird:

$$\sigma_b = \left(\frac{3}{8} \cdot E\right) \frac{\delta}{D} = \left(\frac{3}{8} \cdot 2200000\right) \cdot \frac{0{,}12}{210} = 470 \text{ kg/qcm.}$$

Es ergibt sich nun die Gesamtspannung:

$$k_z = \sigma_z + \sigma_b = 415 + 470 = 885 \text{ kg/qcm}.$$

Da für Drahtseile aus Tiegelguß-Stahldraht $k_z = 1400$ kg/qcm sein darf, so ist die ausgerechnete Spannung von 885 kg zulässig.

Berechnung der konischen Zahnräder.

Die Seiltransmission liegt rechtwinklig zur Haupttransmission (s. Fig. 62, Heft 15), weshalb sich zu deren Antrieb konische Räder erforderlich machen, und zwar sind wegen des geräuschlosen Ganges Zahnräder mit Holz und Eisenzähnen für ein Übersetzungsverhältnis:

$$\frac{n_1}{n} = \frac{165}{220} = \frac{3}{4}$$ vorgesehen (Fig. 69).

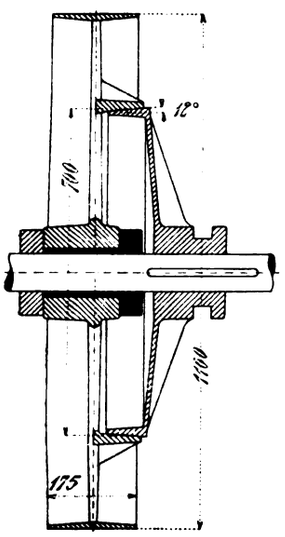


Fig. 68.

Bezeichnet c einen Koeffizienten in kg/qcm, so gilt für Triebwerksräder bei Gußeisen auf Gußeisen:

$$c = 20 - \sqrt{n} = 20 - \sqrt{220} = 5{,}2 \text{ kg/qcm}$$

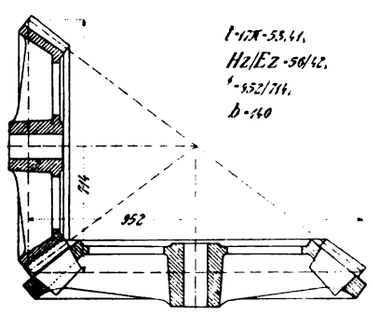


Fig. 69.

Fig. 68 u. 69. Z. A.: Berechnung der Transmissionsanlage usw.

Bei Holz (Weißbuche) auf Gußeisen gilt ungefähr das 0,5-fache des Wertes, also: $c = 0{,}5 \cdot 5{,}2 = 2{,}6$ kg/qcm.

Die von diesen Rädern zu übertragende Kraft beträgt N = 16 PS.

Wählt man für die Breite der Räder $b = 3t$, also das Verhältnis $\psi = 3$ und die Zähnezahlen für das Übersetzungsverhältnis $\frac{3}{4}$ $z_1 = 42$, $z_2 = 56$, so ergibt sich die Zahnteilung im mittleren Teilkreisdurchmesser gemessen:

$$t = 10 \sqrt[3]{\frac{450 \cdot N}{c \cdot z_1 \cdot \psi \cdot n_2}} = 10 \sqrt[3]{\frac{450 \cdot 16}{2{,}6 \cdot 42 \cdot 3 \cdot 220}} = 46{,}2 \text{ mm}.$$

Es sind nun die mittleren Teilkreisdurchmesser für das kleinere Rad:

$$d_1 = \frac{z_1 \cdot t}{\pi} = \frac{42 \cdot 46{,}2}{3{,}14} = \infty\, 618 \text{ mm},$$

für das größere Rad:

$$d_2 = \frac{z_2 \cdot t}{\pi} = \frac{56 \cdot 46{,}2}{3{,}14} = 824 \text{ mm}.$$

Die äußeren Teilkreisdurchmesser wurden bei der Zahnbreite $b = \psi \cdot t = 3 \cdot 46{,}2 = 138{,}6 = \infty\, 140$ mm zeichnerisch genau ermittelt und zwar zu:

$$D_1 = 702 \text{ mm}; \quad D_2 = 936 \text{ mm}.$$

Die Teilung, auf den äußeren Teilkreisdurchmesser gemessen, wird:

$$t = \frac{D_2 \cdot \pi}{z_2} = \frac{936 \cdot 3{,}14}{56} = 52{,}4,$$

auf ein Vielfaches von π abgerundet: $t = 53{,}41 = 17\,\pi$.

Die Räder wären nun nach folgenden Abmessungen zu konstruieren:

Kleines Rad:

$t = 17\pi = 53{,}41$ mm; $E_z = 42$; $D_1 = 714$ mm; $b = 140$ mm.

Großes Rad:

$t = 17\pi = 53{,}41$ mm; $H_z = 56$; $D_2 = 952$ mm; $b = 140$ mm.

Berechnung der Reibungskupplung für den Dynamo-Antrieb.

Die Dynamomaschine, die einen Kraftverbrauch von N = 18 PS hat, macht $n_1 = 1200$ Umdrehungen in der Minute und hat eine Riemscheibe von d = 200 mm Durchmesser. Die Antriebsscheibe auf der Hauptwelle ist als Reibungskupplung ausgebildet (Fig. 62 und 68) und erhält einen Durchmesser:

$$D = \frac{d \cdot n_1}{n} = \frac{200 \cdot 1200}{220} = 1090 \text{ mm},$$

welcher mit Rücksicht auf Riemenrutsch auf D = 1100 mm vergrößert wird.

Es ergibt sich die Umfangskraft am Scheibendurchmesser zu:

$$P_s = \frac{716\,200 \cdot N}{\frac{D}{2} \cdot n} = \frac{716\,200 \cdot 18}{\frac{1100}{2} \cdot 220} = \infty\, 107 \text{ kg}.$$

Die Breite des Riemens von $\delta = 0{,}6$ cm Stärke bei einer Beanspruchung $c = 12{,}5$ kg/qcm wird:

$$b = \frac{P_s}{\delta \cdot c} = \frac{107}{0{,}6 \cdot 12{,}5} = 14{,}3 \text{ cm} = \infty\, 150 \text{ mm}$$

und die Breite der Riemscheibe:

$$b_1 = 1{,}1 \cdot b + 10 \text{ mm} = 1{,}1 \cdot 150 + 10 = 175 \text{ mm}.$$

Um bei der Berechnung der Reibungskupplung sicher zu gehen, soll dieselbe für eine um 10 % größere Leistung berechnet werden, also: $18 + 0{,}1 \cdot 18 = 19{,}8 = \infty\, 20$ PS.

Nimmt man den mittleren Durchmesser des Konus mit $D_1 = 700$ mm und die Konizität mit $\alpha = 12^0$ an, so ist die Umfangskraft für die Reibungskupplung:

$$P_k = \frac{P_s \cdot D}{D_1} = \frac{107 \cdot 1100}{700} = 168 \text{ kg}.$$

Der Reibungskoeffizient für Gußeisen auf Gußeisen wird $\mu = 0{,}10$ angenommen, folglich ist der Einpressungsdruck für die Kupplungsmuffe:

$$P = P_k \cdot \frac{\sin\alpha + \mu \cdot \cos\alpha}{\mu} = 168 \cdot \frac{\sin 12^0 + 0{,}10 \cdot \cos 12^0}{0{,}10} = \infty\, 513 \text{ kg}.$$

Berechnung der Transmissionswellen.

Bei der Berechnung des Hanfseiltriebes wurde angenommen, daß die Haupttransmission eine Kraftleistung von 125 PS übertragen soll. Durch diese Kraft wird das Wellenstück zwischen

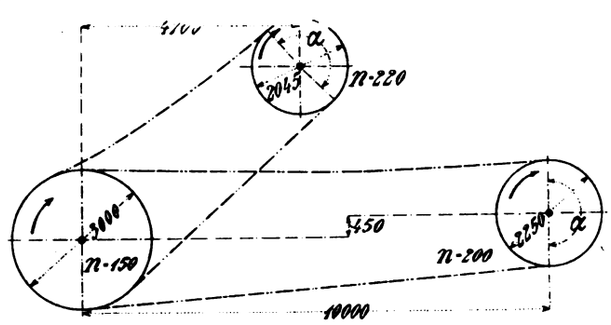


Fig. 70.

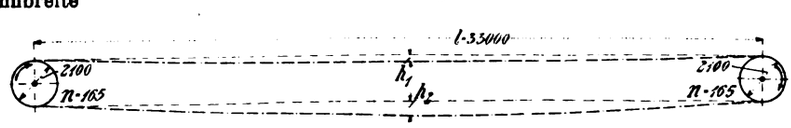


Fig. 71.

Fig. 70 u. 71. Z. A.: Berechnung der Transmissionsanlage usw.

den Lagern $a - a_1$ (Fig. 62) auf Verdrehung und durch das Eigengewicht der Hanfseilscheibe und die Seilspannung S auf Biegung beansprucht. Diese Seilspannungen im ziehenden und gezogenen Seil sind bereits ermittelt worden und zwar $S_1' = 875$ kg, $S_2' = 485$ kg, folglich wird die Spannung:

$$S' = S_1' + S_2' = 875 + 485 = 1360 \text{ kg}.$$

Nach der in Fig. 70 eingetragenen Entfernung der Transmissionswelle von der Schwungradwelle ergibt sich die Richtung der Kraft und zwar unter dem Winkel α der Senkrechten:

$$\tan\alpha = \frac{4{,}7}{3{,}65} = 1{,}29 = 52^0\,20'.$$

Nimmt man das Eigengewicht einer dreirilligen Seilscheibe von 2045 mm Durchmesser mit G = 750 kg an, so ergibt sich, wenn dieses Gewicht mit der Seilspannung S' als Kräfteparallelogramm zusammengesetzt wird, die resultierende Mittelkraft $R_m = 1915$ kg.

Die an der Seilscheibe von 102,25 cm Halbmesser zu übertragende Umfangskraft betrug P' = 400 kg und demnach das Drehmoment:

$$M_d = P' \cdot R_m = 400 \cdot 102{,}25 = 40\,900 \text{ cm/kg}.$$

Der Lagerdruck in a wird:

$$P_1 = \frac{R_m \cdot l_1}{l} = \frac{1915 \cdot 140}{220} = 1218 \text{ kg}$$

und das Biegungsmoment:

$$M_b = P_1 \cdot l_2 = 1218 \cdot 80 = 97\,440 \text{ cm/kg}.$$

Sind die zulässigen Spannungen für Flußeisen $k_b = 700$ kg/qcm für Biegung und $k_d = 450$ kg/qcm für Drehung, so ist das Beanspruchungsverhältnis:

$$c = \frac{k_b}{1{,}3 \cdot k_d} = \frac{700}{1{,}3 \cdot 450} = 1{,}19$$

und der Durchmesser der Welle zwischen den Lagern $a - a_1$ (Fig. 72, Skz. 1):

$$d = \sqrt[3]{\frac{[0{,}35 \cdot M_b + 0{,}65 \cdot \sqrt{M_b^2 + (c \cdot M_d)^2}] \cdot 10}{k_b}};$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{[0{,}35 \cdot 97\,440 + 0{,}65 \sqrt{97\,440^2 + (1{,}19 \cdot 40\,900)^2}] \cdot 10}{700}}$$

$$= 11{,}5 \text{ cm} = \sim 120 \text{ mm (Fig. 62)}.$$

In den beiden Lagern soll die Welle abgesetzt werden und zwar auf:

$$d_0 = 120 \sqrt[4]{\frac{N}{n}} = 120 \sqrt[4]{\frac{125}{220}} = \sim 105 \text{ mm}.$$

Die verlängerte Welle links vom Lager a_1 hat für die Dynamomaschine 18 PS und für die Betriebswasserpumpe 10 PS zu übertragen, es ergibt sich daher der Durchmesser derselben zu:

$$d_1 = 120 \sqrt[4]{\frac{N}{n}} = 120 \sqrt[4]{\frac{28}{220}} = 72 = \sim 75 \text{ mm}.$$

Die Welle rechts vom Lager a hat die ganze Kraft abzüglich von 28 PS für den Dynamoantrieb und den Antrieb der Betriebswasserpumpe zu übertragen. Mit N = 125 — 28 = 97 PS wird der Durchmesser der Welle II: $d_2 = 120 \sqrt[4]{\frac{97}{220}} = 98 \sim 100$ mm.

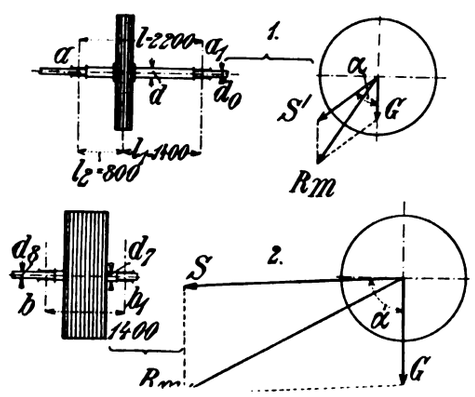


Fig. 72. Z. A.: Berechnung der Transmissionsanlage usw.

Die Welle III zum Antrieb der Rindenschälmaschine E, der Pendelsäge D und des Drahtseiltriebes ist mittels Ausrückkupplung angekuppelt, weil dieser Teil in der Nacht außer Betrieb ist. Die Kraft, welche diese Welle zu übertragen hat, beträgt für die Schälmaschine und die Pendelsäge je 4 PS und den Drahtseiltrieb 16 PS.

Also: $N = 4 + 4 + 16 = 24$ PS

und: $d_3 = 120 \sqrt[4]{\frac{24}{220}} = 68{,}8 = 70$ mm.

(Fortsetzung folgt.)

Neues aus dem Gebiete des Entölerbaues.

Mit Abbildung, Fig. 73.

Zusammenfassung. Beschrieben ist ein sogen. Fangstabentöler, der sich dadurch kennzeichnet, daß der Dampf durch Stäbe in viele dünne Streifen zerlegt wird und Fangrinnen das aus diesen Strahlen abgefangene Wasser und Öl ableiten.

Das Bestreben, das Kondensat aus dem Dampf wieder als Kesselspeisewasser zu verwenden und die Tatsache, daß von den bisher zu dem Zwecke eingeführten Entölern eine ganze Anzahl ihrer Aufgabe nicht gerecht werden, veranlaßte fortgesetzt Neukonstruktionen. Dabei kann man allerdings die Beobachtung machen, daß die Einrichtung des neuen Apparates sich immer mehr einer Art Normale nähert bei dor Fangstäbe eine Rolle spielen. Ein Beispiel hierfür ist der durch Fig. 73 veranschaulichte Fangstabentöler Bauart Reichling.

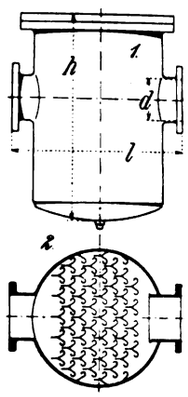


Fig. 73. Z. A.: Neues aus dem Gebiete des Entölerbaues.

Dieser ist in seinen sämtlichen Teilen aus Schmiedeeisen hergestellt und enthält sog. Fangstäbe, d. s. Stäbe, die vorn mit einer Art Schneide zum Zerteilen des Dampfes und hinten mit Fangrinnen versehen sind. Diese Stäbe zwingen den Dampf an den Richtungsflächen entlang zu gleiten und beim jedesmaligen Richtungswechsel das Öl- und Wassergemisch, das infolge seiner Schwere das Bestreben hat die einmal eingeschlagene Richtung beizubehalten, in die Fangrinnen zu treiben. Die Rinnen leiten das Gemenge nach unten ab, während der Dampf fast im rechten Winkel umbiegt und zur nächsten Fangstabreihe strömt.

Der Wert der Fangrinnen liegt darin, daß während beisp. bei den Winkelflächen-Entölern das langsam an den Flächen heruntersickernde Öl- und Wassergemisch mit dem Dampf immer wieder in Berührung kommt, eine solche Berührung beim Fangstab-Entöler ausgeschlossen ist. Unter diesen Umständen ist naturgemäß eine Verschmutzung des Einbaues während des normalen Betriebes ausgeschlossen und so die gute Wirkung des Apparates gesichert.

Die Anordnung und Form der Stäbe zerlegt den Dampf in viele dünne Ströme, hindert ihn seitlich auszuweichen und zwingt ihn alle hintereinanderliegende Stabreihen zu durchlaufen. Nur so ist eine Sicherheit für dauernd gutes Arbeiten des Entölers gegeben.

Eine weitere annehmbare Eigenschaft des Entölers ist darin zu finden, daß er trotz des großen freien Querschnittes bei schwankendem Betriebe sicher arbeitet und nicht, wie die älteren Stoßkraft- und Zentrifugalentöler, nur wenn sie von einem bestimmten Dampfquantum durchflossen werden. Ebenso ist für die praktische Benutzung des Entölers dann noch die Tatsache von Wert, daß man die Fangstäbe einzeln herausnehmen kann, ohne daß der Einbau selbst auseinander zu nehmen wäre. Dies ist besonders bei Preßluft von Vorteil, die bekanntlich immer Staubteilchen mit sich führt.

Der Entöler wird in den Abmessungen der nachstehenden Tabelle geliefert.

Fig. 73	kg Dampf in der Stunde															
Rohrdurchm. d	30	40	50	65	75	90	100	110	125	140	150	175	200	225	250	275	300
Baulänge . l	350	350	380	380	420	420	500	500	600	600	700	700	800	900	950	1050	1100
Höhe. . . h	240	240	290	350	450	550	560	660	660	720	700	850	750	750	900	950	1100
Leistung bei Auspuff . .	70	120	280	350	450	550	600	750	1100	1200	1400	1800	2500	3200	3900	4600	5600
Leistung bei Kondensation	—	—	120	180	220	260	320	400	500	620	750	900	1200	1450	1830	2000	2600

Notiz.

Die **Treibkette** der Morse Chain Company in Ithaca, V. St. A. mit aus einem Stück bestehenden gewölbten Kettengliedern, welche aus einer passend profilierten Stange abgestochen und durch seitliches Einschieben mit einander verbunden werden (Pat. 260679), ist dadurch gekennzeichnet, daß die beiden zum Eingriff kommenden Teile benachbarter Glieder je in der gleichen bezw. fast gleichen Breite wie der Gliedsteg ineinandergreifen und zur Anlage kommen.

Triebwerke und Maschinen-Elemente

Branchen-Ausgabe V des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur".

Schriftleitung: Ingenieur F. Wilcke, Leipzig.

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Eine interessante Schlauchkupplung.

Mit Abbildung, Fig. 74.

Zusammenfassung. Beschrieben und durch eine Abbildung dargestellt ist eine Schlauchkupplung amerikanischer Herkunft, bei der durch bloßes Ineinandergreifen zweier Kupplungsteile eine feste Verbindung erzielt wird.

Durch Fig. 74 wird eine Vorrichtung zum Kuppeln von Schläuchen veranschaulicht, bei der durch das bloße Ineinanderschieben zweier Kupplungsteile eine feste Verbindung erzielt werden soll.

Die Schlauchkupplung besteht, wie das Internationale Patentbureau Ingenieur Carl Fr. Reichelt in Berlin SW. berichtet, aus zwei Kuppelgliedern a und b, die gegen das Ende zu konisch verlaufen und im äußeren Ende ausgespart sind. Die Wand der genannten Aussparung ist mit Rillen c versehen, die durch Reibungswiderstand den Schlauch d halten. Der Schlauch wird mittels eines dehnbaren Bandes e, das zweckmäßig aus Kupfer hergestellt ist, in die Rillen c gepreßt. Das Band kann auf irgend eine Art erweitert werden, so daß es den Schlauch fest in die Rillen der Aussparung preßt.

Das Glied b ist an dem inneren Ende zur Aufnahme des Kuppelgliedes f derart mit einem außen liegenden ringförmigen Sitz g versehen, daß es durch die Kugeln h beweglich bleibt. Zur Aufnahme der Kugeln sind die Teile b und f mit ringförmigen gegenüberliegenden Rillen versehen. Die Kugeln werden durch ein Loch in die Rille gebracht und durch einen Pfropfen i am Austreten verhindert.

Das Glied f weist in gleichen Abständen am Umfange Vertiefungen auf, die die mit Zähnen versehenen Teile k aufnehmen. Die Zähne passen in Zahnlücken l, die am inneren verjüngten Ende des Gliedes a angebracht sind Das innere Ende dieses Gliedes ist noch mit einem ringförmigen Sitz m für das Glied f versehen.

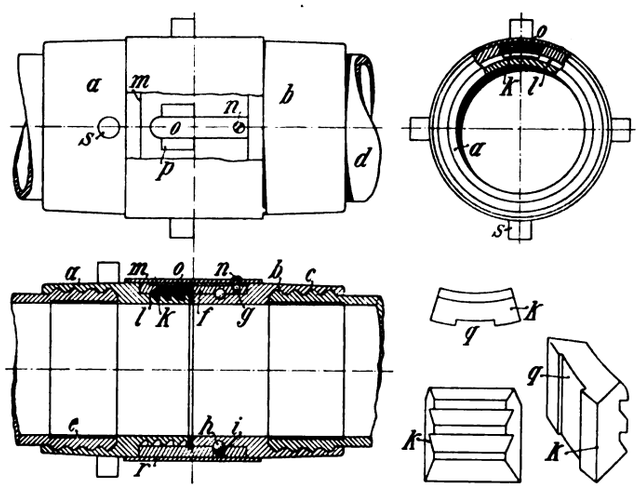


Fig. 74. Z. A.: Eine interessante Schlauchkupplung.

Durch versenkte und mit Schrauben n an der Oberfläche des Gliedes f befestigte Federn o werden die Sperrglieder k in die Öffnungen gepreßt. Flache Aussparungen g in den Gliedern k nehmen die Enden der Federn o auf.

Auf dem Gliede f ist ein zweckmäßig aus Gummi bestehendes Band r durch die Schrauben festgehalten. Es legt sich über beide Teile a und b und schützt die Federn vor schädlichen Einwirkungen und Zerstörung.

Zwischen den Gliedern a und b befindet sich ein Dichtungsring, der ein Lecken der Kupplung verhindert. Die Glieder f und a tragen Absätze s zum leichteren Handhaben der Kupplung.

Bei der Anwendung dieser von B. J. Dickinson in Ambridge, Pennsylvanien, konstruierten Kupplung ist es nur nötig, die Teile f und a gegeneinanderzuschieben, indem die Sperrglieder mit ihren Zähnen in die Aussparungen l greifen. Zum Festziehen der beiden Kupplungsteile ist nur noch eine geringe Drehung des Kupplungsteiles b nötig.

Das Glied f kann in bezug auf Glied b frei gedreht und letzteres leicht eingeführt werden. Das Gewinde ist derart beschaffen, daß durch Zug die Kupplungsteile nicht getrennt werden können, da die in der Zugrichtung liegenden Gewindewände senkrecht sind.

Berechnung der Transmissionsanlage
einer Holzschleiferei für 5000 kg Tagesproduktion.

Von Ingenieur **Max Otto** in **Leisnig i. S.**

(Schluß aus Heft 17.)

Da der Drahtseiltrieb für 20 PS berechnet worden ist und die Seilscheibe über das Lagerende hinaus freitragend ist, so soll der Durchmesser der Welle IV für $N = 20$ PS und $n_1 = 165$ berechnet werden:

$$d_4 = 120 \sqrt[4]{\frac{20}{165}} = \sim 70 \text{ mm}.$$

Die von der Welle V zu übertragende Kraft ist:

$N = 97 - 22 - 24 - 15 = 36$ PS bei $n_2 = 150$ Umdrehungen,

mithin:

$$d_5 = 120 \sqrt[4]{\frac{36}{150}} = \sim 85 \text{ mm}.$$

Die Vorgelegewelle VI hat nur 2 PS für den Akkumulator M und 1,5 PS für den Splitterfänger N zu übertragen, und zwar bei $n_3 = 125$ Touren. also $N = 3{,}5$:

$$d_6 = 120 \sqrt[4]{\frac{3{,}5}{125}} = \sim 50 \text{ mm}.$$

Es erübrigt sich nun noch den Durchmesser der Welle, die mit der Schleiferwelle gekuppelt ist zu berechnen. Das Wellenstück zwischen den Lagern b — b_1, Fig. 62 (s. Heft 15), wird durch die zu übertragende Kraft $N = 350$ PS auf Verdrehung und durch die Seilspannung S und das Eigengewicht der Seilscheibe auf Biegung beansprucht. Bei der Berechnung des Hanfseiltriebes wurden für $S_1 = 2543$ kg und $S_2 = 1437$ kg ermittelt.

Es wird nun die Spannung:

$$S = S_1 + S_2 = 2543 + 1437 = 3980 \text{ kg}.$$

Die Richtung der Kraft unter dem Winkel α von der Senkrechten ist annähernd:

$$\text{tang } \alpha = \frac{10}{0{,}45} = 22{,}2 = \sim 87^\circ\ 30'.$$

Das Eigengewicht der Hanfseilscheibe, Fig. 62 (s. Heft 15), 70 u. 72, Skz. 2 (s. Heft 17), beträgt bei 2250 mm Durchmesser 1900 kg. Setzt man dieses Gewicht und die Seilspannung S zu einem Kräfteparallelogramm zusammen, so erhält man die resultierende Mittelkraft $R_m = \sim 4500$ kg. Die Umfangskraft an der Seilscheibe von 112,5 cm Radius war zu $P = 1117$ kg berechnet worden.

Es ist daher das Drehmoment für die Welle:

$$M_d = P \cdot R = 1117 \cdot 112{,}5 = \sim 125662 \text{ cm/kg},$$

und das Biegungsmoment bei einer Entfernung der Lager b — b_1 = 140 cm:

$$M_b = \frac{R_m \cdot l}{2} = \frac{4500 \cdot 140}{2} = 315000 \text{ cm/kg}.$$

Sind die zulässigen Spannungen wieder: $k_b = 700$ kg/qcm für Biegung; $k_d = 450$ kg/qcm für Drehung und das Beanspruchungsverhältnis $c = \frac{700}{1{,}3 \cdot 450} = 1{,}19$, so erhält man den

Durchmesser der Welle an der Stelle, wo die Seilscheibe sitzt, zu:

$$d_7 = \sqrt[3]{\frac{[0{,}35 \cdot M_b + 0{,}65 \sqrt{M_b^2 + (c \cdot M_d)^2}]\ 10}{k_b}}$$

$$= \sqrt[3]{\frac{[0{,}35 \cdot 315\,000 + 0{,}65 \sqrt{315\,000^2 + (1{,}19 \cdot 125\,662)^2}]\ 10}{700}}$$

$$= \sim 170 \text{ mm}.$$

Die Welle ist in den Lagern auf:

$$d_8 = 120 \sqrt[4]{\frac{N}{n}} = 120 \sqrt[4]{\frac{350}{200}} = \infty\ 140 \text{ mm} \quad \text{abgesetzt.}$$

Berechnung der Antriebsscheiben auf den Vorgelegen und der Riemen.

Betriebswasserpumpe B.

Kraftbedarf N = 10 PS; n = 900; Riemscheibe D = 350 mm.

$$P = \frac{716{,}2 \cdot N}{R \cdot n} = \frac{716{,}2 \cdot 10}{0{,}175 \cdot 900} = 45 \text{ kg}.$$

Da hier ein angestrengter Betrieb in Frage kommt, und außerdem derselbe teilweise ein ziemlich ungleichförmiger ist, so soll die zulässige Beanspruchung für Lederriemen mit c = 8 — 12 kg/qcm angenommen werden.

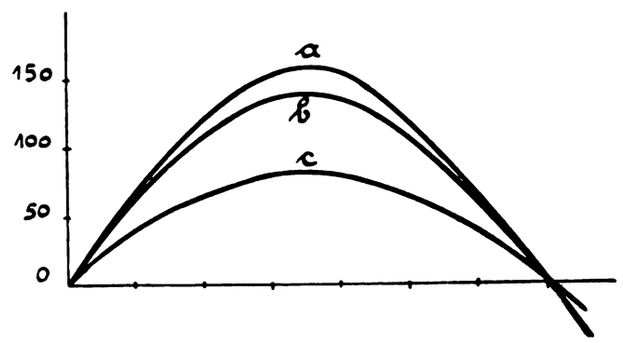


Fig. 75. Z. A.: Die Schwungräder elektrisch angetriebener Arbeitsmaschinen.

Wird die Dicke des Riemens $\delta = 0{,}6$ cm, so ist die Breite desselben:

$$b = \frac{P}{\delta \cdot k} = \frac{45}{0{,}6 \cdot 8} = 9{,}4 \text{ cm} = \infty\ 100 \text{ mm}.$$

und die Breite der Riemscheibe:

$$b_1 = 1{,}2 \cdot b + 10 \text{ mm} = 1{,}2 \cdot 100 + 10 = 130 \text{ mm}.$$

Der Durchmesser der Antriebsscheibe auf der Transmission wird:

$$D_1 = \frac{D \cdot n}{n_1} = \frac{350 \cdot 900}{220} = 1432 = \sim 1440 \text{ mm}.$$

Raffineur C.

N = 15 PS; n = 240; D = 1000 mm.

$$P = \frac{716{,}2 \cdot 15}{0{,}5 \cdot 240} = \infty\ 90 \text{ kg};$$

bei c = 8 kg/qcm und $\delta = 0{,}7$ cm wird

$$b = \frac{90}{0{,}7 \cdot 8} = 16 \text{ cm} = 160 \text{ mm};$$

$$b_1 = 1{,}1 \cdot 160 + 10 \text{ mm} = 186 = \infty\ 190 \text{ mm}$$

und

$$D_1 = \frac{1000 \cdot 240}{120} = 1090 \text{ mm}.$$

Riemenantrieb von der Haupttransmission zum Vorgelege V.

Zu übertragen sind 36 PS bei n = 150 Umdrehungen, die angetriebene Scheibe soll einen Durchmesser von 1100 mm erhalten. Es ist die Umfangskraft an der Scheibe:

$$P = \frac{716{,}2 \cdot 36}{0{,}55 \cdot 150} = 312 \text{ kg}.$$

Ist $\delta = 0{,}9$ cm und e = 10 kg/qcm,

so ist

$$b = \frac{312}{0{,}9 \cdot 10} = 346 = \sim 350 \text{ mm}$$

und

$$b_1 = 1{,}1 \cdot 350 + 10 = 395 = \infty\ 400 \text{ mm}.$$

Die Scheibe auf der Haupttransmission erhält einen Durchmesser:

$$D_1 = \frac{1100 \cdot 150}{220} = 750 \text{ mm}.$$

Pendelsäge D.

N = 4 PS; n = 1050; D = 250 mm;

$$P = \frac{716{,}2 \cdot 4}{0{,}125 \cdot 1050} = \infty\ 22 \text{ kg},$$

c = 10 kg/qcm; $\delta = 0{,}5$ m,

$$b = \frac{22}{0{,}5 \cdot 10} = 4{,}4 \text{ cm} = \infty\ 50 \text{ mm};$$

$$b_1 = 1{,}2 \cdot 50 + 10 = 70 \text{ mm}$$

und

$$D_1 = \frac{1050 \cdot 250}{220} = \infty\ 1200 \text{ mm}.$$

Schälmaschine E.

N = 4 PS; n = 900; D = 250 mm;

$$P = \frac{716{,}2 \cdot 4}{0{,}125 \cdot 900} = \infty\ 26 \text{ kg}$$

c = 10 kg/qcm; $\delta = 0{,}5$ cm;

$$b = \frac{26}{0{,}5 \cdot 10} = 5{,}2 \text{ cm} = \infty\ 60 \text{ mm};$$

$$b_1 = 1{,}2 \cdot 60 + 10 = \infty\ 85 \text{ mm}$$

und

$$D = \frac{900 \cdot 250}{220} = 1025 \text{ mm}.$$

Entwässerungsmaschine F.

N = 4 PS; n = 50 der Vorgelegewelle, D = 800 mm;

$$P = \frac{716{,}2 \cdot 4}{0{,}4 \cdot 50} = 143 \text{ kg}$$

c = 12,5 kg/qcm; $\delta = 0{,}7$ cm

$$b = \frac{143}{0{,}7 \cdot 12{,}5} = \infty\ 16 \text{ cm} = 160 \text{ mm};$$

$$b_1 = 1{,}1 \cdot 160 + 10 = 185 \text{ mm}$$

und

$$D_1 = \frac{800 \cdot 50}{150} = \infty\ 270 \text{ mm}.$$

Grobstoffpumpe G.

N = 1½ PS; n = 50; D = 800 mm;

$$P = \frac{716{,}2 \cdot 1{,}5}{0{,}4 \cdot 50} = 54 \text{ kg};$$

c = 12,5 kg/qcm; $\delta = 0{,}6$ cm;

$$b = \frac{54}{0{,}6 \cdot 12{,}5} = 7{,}2 \text{ cm} = \infty\ 80 \text{ mm};$$

$$b_1 = 1{,}1 \cdot 80 + 10 = \infty\ 100 \text{ mm}$$

und

$$D_1 = \frac{800 \cdot 50}{150} = \infty\ 270 \text{ mm}.$$

Rotierender Sortierer H.

N = 8 PS; n = 450; D = 400;

$$P = \frac{716{,}2 \cdot 8}{0{,}2 \cdot 450} = 64 \text{ kg};$$

c = 10 kg/qcm; $\delta = 0{,}6$ cm;

$$b = \frac{64}{0{,}6 \cdot 10} = 10{,}6 = \sim 110 \text{ mm};$$

$$b_1 = 1{,}1 \cdot 110 + 10 = \sim 130 \text{ mm}$$

und

$$D_1 = \frac{450 \cdot 400}{150} = 1200 \text{ mm}.$$

Grobstoffbütte I.

N = 3 PS; n = 35; D = 1000 mm;

$$P = \frac{716{,}2 \cdot 3}{0{,}5 \cdot 35} = 123 \text{ kg}$$

c = 12,5 kg/qcm; $\delta = 0{,}6$ cm;

$$b = \frac{123}{0{,}6 \cdot 12{,}5} = \infty\ 16{,}4 \text{ cm} = 165 \text{ mm};$$

$$b_1 = 1{,}1 \cdot 165 + 10 = \infty\ 190 \text{ mm}$$

und $$D_1 = \frac{35 \cdot 1000}{150} = \infty\ 235 \text{ mm}.$$

Abwasserpumpe K und Stoffpumpe L

$$N = 8 \text{ PS}; \quad n = 750; \quad D = 300 \text{ mm};$$

$$P = \frac{716{,}2 \cdot 8}{0{,}15 \cdot 750} = 51 \text{ kg};$$

$$c = 10 \text{ kg/qcm}; \quad \delta = 0{,}6 \text{ cm};$$

$$b = \frac{51}{0{,}6 \cdot 10} = 8{,}5 \text{ cm} = 90 \text{ mm};$$

$$b_1 = 1{,}2 \cdot 90 + 10 = \infty\ 120 \text{ mm}$$

und $$D_1 = \frac{750 \cdot 300}{150} = 1500 \text{ mm}.$$

Riemenantrieb vom Vorgelege V zum Vorgelege VI.

Zu übertragen sind $3^1/_2$ PS bei n = 125. Die angetriebene Scheibe soll einen Durchmesser von 600 mm haben. Es wird die zu übertragende Kraft:

$$P = \frac{716{,}2 \cdot 3{,}5}{0{,}3 \cdot 125} = 66 \text{ kg};$$

$$c = 10 \text{ kg/qcm}; \quad \delta = 0{,}6 \text{ cm};$$

$$b = \frac{66}{0{,}6 \cdot 10} = 11 \text{ cm} = 110 \text{ mm};$$

$$b_1 = 1{,}1 \cdot 110 + 10 = \infty\ 130 \text{ mm}$$

und $$D_1 = \frac{125 \cdot 600}{150} = 500 \text{ mm}.$$

Akkumulator M.

$$N = 2 \text{ PS}; \quad n = 50; \quad D = 1000;$$

$$P = \frac{716{,}2 \cdot 2}{0{,}5 \cdot 50} = \infty\ 57 \text{ kg}.$$

$$c = 12{,}5 \text{ kg/qcm}; \quad \delta = 0{,}6 \text{ cm};$$

$$b = \frac{57}{0{,}6 \cdot 12{,}5} = 7{,}6 \text{ cm} = 80 \text{ mm};$$

$$b_1 = 1{,}1 \cdot 80 + 10 = \infty\ 100 \text{ mm}$$

und $$D_1 = \frac{50 \cdot 1000}{125} = 400 \text{ mm}.$$

Splitterfänger N.

$$N = 1{,}5 \text{ PS}; \quad n = 150; \quad D = 600;$$

$$P = \frac{716{,}2 \cdot 1{,}5}{0{,}3 \cdot 150} = \infty\ 24 \text{ kg}.$$

$$c = 10 \text{ kg/qcm}; \quad \delta = 0{,}6 \text{ cm};$$

$$b = \frac{24}{0{,}6 \cdot 10} = 4 \text{ cm} = 40 \text{ mm};$$

$$b_1 = 1{,}1 \cdot 40 + 10 = 54 = \infty\ 60 \text{ mm}$$

und $$D_1 = \frac{150 \cdot 600}{125} = 720 \text{ mm}.$$

Die Schwungräder elektrisch angetriebener Arbeitsmaschinen.

Von Dr. **Paul Ritter von Schrott.**

Mit Abbildungen, Fig. 75 bis 77.

Zusammenfassung. Es wurde der Einfluß der mechanischen Charakteristik des Elektromotores auf das Schwungradgewicht zahlenmäßig untersucht und der Weg angegeben, um die Verteilung der Massenbeschleunigungsarbeit auf Schwungrad und Motor zu ermitteln.

Während die Berechnung des Schwungradgewichtes zur Ausgleichung der hin- und hergehenden Massen bei Kraftmaschinen mit Kurbelbewegung sich vollkommen genau durchführen läßt, ist bei Umkehrung des Bewegungsprinzips, nämlich Ableitung einer hin- und hergehenden Bewegung von einer rotierenden Antriebsmaschine (Elektromotor), die Sache insofern etwas verwickelter, als die Eigenschaft des Motors, seine Tourenzahl der jeweiligen Belastung anzupassen, einen nicht zu vernachlässigenden Faktor bei der Berechnung des Schwungrades bilden wird. Dieser Gesichtspunkt erscheint bei der immer weiter greifenden Verwendung des Elektromotors als Antriebsmotor von besonderem Interesse, weil hier eine unrichtige Schwungradberechnung den Motor stark in Mitleidenschaft ziehen wird und ein richtiges Resultat nur bei entsprechender Berücksichtigung der charakteristischen Eigenschaften des Elektromotors zu erwarten ist.

Die Wirkungsweise eines jeden Schwungrades beruht bekanntlich darauf, daß dasselbe durch Verringerung seines Arbeitsvermögens infolge geminderter Geschwindigkeit Arbeit an die Welle abgibt und den Antriebsmotor entlastet. Es ist also Änderung der Geschwindigkeit die Grundbedingung seiner Wirkungsmöglichkeit. Die Änderung der Geschwindigkeit oder vielmehr das Verhältnis dieser Änderung zur mittleren Geschwindigkeit, der Ungleichförmigkeitsgrad, muß der Berechnung des Schwungrades zugrunde gelegt werden, weil dieser bei gegebener Masse desselben das Arbeitsvermögen bestimmt. Es setzt deshalb das Schwungrad einen soweit elastischen Motor voraus, daß seine Geschwindigkeitsschwankungen bei bestimmter Belastung mindestens die Grenzen des für die Schwungradberechnung zugrunde gelegten Ungleichförmigkeitsgrades zu erreichen gestattet. Die bezüglichen Eigenschaften des Motors können am besten aus der Schaulinie entnommen werden, welche man als mechanische Charakteristik des Motors bezeichnet. Diese drückt die Beziehung zwischen der Tourenzahl und der Leistung des Motors bei konstanter Klemmenspannung aus.

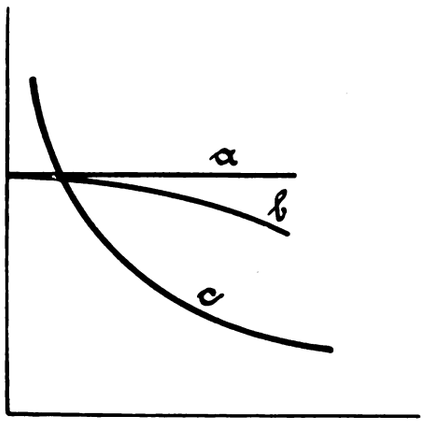


Fig. 76. Z. A.: Die Schwungräder elektrisch angetriebener Arbeitsmaschinen.

Je nach der Art des Motorsystems unterscheiden wir verschiedene Arten der Charakteristik:

1. Synchron- und Kompoundmotoren. Mit konstanter Tourenzahl bei jeder Belastung; die Charakteristik ist eine Parallele zur Abszissenachse (Fig. 75 a).
2. Nebenschluß- und Induktionsmotoren. Die Tourenzahl fällt mit der Belastung nur wenig ab; die Charakteristik ist annähernd eine zur Abszissenachse geneigte Gerade (Fig. 75 b).
3. Serienmotor. Die Tourenzahl fällt mit der Belastung stark ab (Fig. 75 c).

Denkt man sich nun diese drei Motorarten mit einem Schwungrade starr gekuppelt, so wird über die Wirkung des letzteren folgendes klar:

Beim Kompoundmotor ist die Tourenzahl bei jeder Belastung konstant, welche Beanspruchung die hin- und hergehenden Massen auch hervorrufen, die Tourenzahl des Motors, damit auch die Tourenzahl des Schwungrades ändert sich nicht. Durch diesen Umstand ist aber das Schwungrad außerstande, Energie abzugeben; es ist demnach vollkommen zwecklos.

Bei den Nebenschluß-, Induktions- und Serienmotoren findet dagegen ein Geschwindigkeitsabfall bei steigender Belastung statt. Es kommt deshalb das Schwungrad in die Lage, Energie an die Welle abzugeben. Es ist aber festzuhalten, daß nach dem Verlauf der mechanischen Charakteristik die Tourenzahl und die abgegebene Leistung, bezw. die vom Motor aufgenommene Stromstärke voneinander abhängige Größen sind, d. h. jeder Tourenzahl des Motors entspricht eine bestimmte Stromaufnahme, und dieser Stromaufnahme muß die an die Welle abgegebene Leistung entsprechen. Und zwar ist die Stromaufnahme um so größer, je kleiner die Tourenzahl ist. Es geht also jeder Energieabgabe des Schwungrades, da diese durch eine Tourenverminderung bedingt ist, eine

Energieabgabe des Motors an die Welle parallel*). Es kann sehr wohl der Fall eintreten, daß bei einer flach verlaufenden Charakteristik trotz des vorhandenen Schwungrades Überlastung des Motors eintritt, und läßt sich ein befriedigendes Arbeiten nur dann erwarten, wenn das Schwungrad unter Berücksichtigung der Charakteristik des Motors gerechnet wird.

Denken wir uns zunächst eine beliebige Arbeitsmaschine mit hin- und herbewegten Massen jedoch ohne Schwungrad, welche durch Elektromotor angetrieben würde. Ermitteln wir die für die Beschleunigung der Massen erforderliche Arbeit mit Hilfe der Drehkraftkurven, so werden wir mit großer Annäherung nach bekannten Verfahren als Kraftwegkurve eine Sinuslinie erhalten (Fig. 76 a), welche als Voraussetzung konstante Kurbelumfangsgeschwindigkeit hat.

Da die wechselnde Drehkraft des Kurbelgetriebes bald + bald — wirkt, also einmal Belastung, einmal Entlastung darstellt, wird auch die Tourenzahl des Motors entsprechend auf- und niederschwanken. Dieses Schwanken bewirkt aber, daß die Kurbelumfangsgeschwindigkeit v nicht konstant ist, sondern selbst periodisch ab- und zunimmt. Es wird dadurch eine Änderung der Drehkraft in dem Sinne eintreten, daß dieselbe verringert wird.

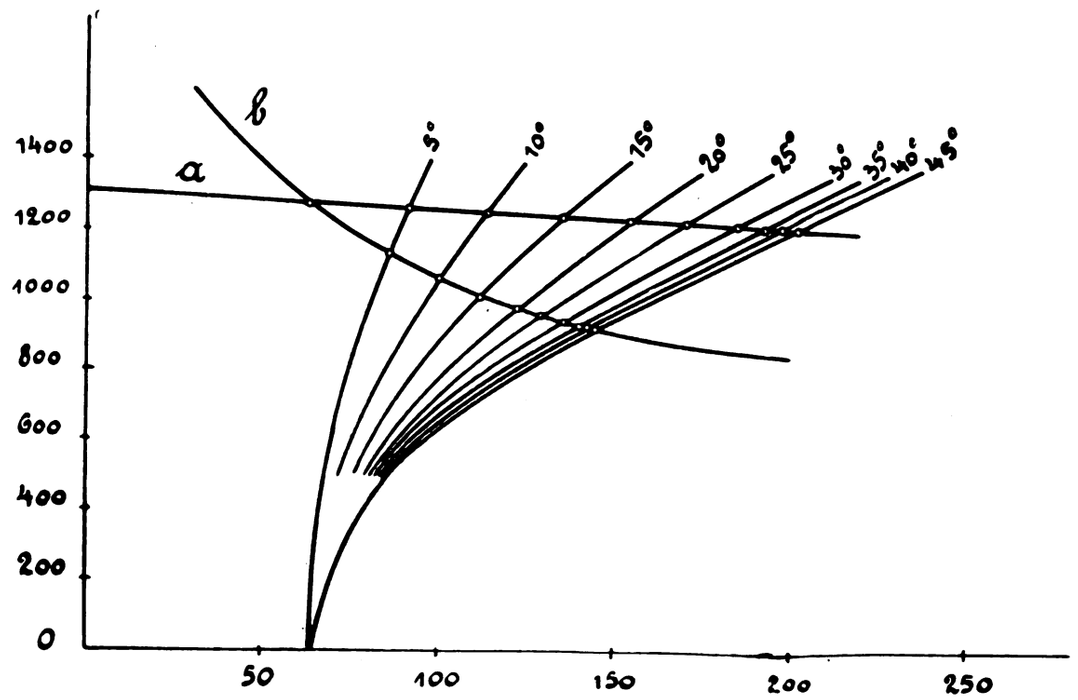


Fig. 77. Z. A.: Die Schwungräder elektrisch angetriebener Arbeitsmaschinen.

Um die wirkliche infolge dieser Tourenschwankungen erforderliche Drehkraft zu bestimmen, läßt sich folgender einfacher Weg einschlagen. Man bestimmt für einzelne Kurbelverdrehungswinkel die Drehkraft als Ordinate abhängig von der Kurbelumfangsgeschwindigkeit als Abszisse, man erhält dadurch eine Kurvenschar, zu welcher man in demselben Maßstabe die Drehkraft des Motors abhängig von der Kurbelumfangsgeschwindigkeit einzeichnet. Die Schnittpunkte der Kurven, Fig. 77, geben die bei jedem Kurbelwinkel wirklich erforderliche Drehkraft und die Tourenschwankungen des Motores an. Es können die entsprechenden Punkte in das Drehkraftdiagramm eingetragen werden.

Als Beispiel ist hier eine Buchdruckschnellpresse angenommen. Das Gewicht der bewegten Massen ist G = 500 kg. Der Kurbelradius r = 900 mm, die Kurbel-Umfangsgeschwindigkeit v = 2 · 36 m/sek. Es ergibt sich hieraus eine maximale erforderliche Drehkraft T_{max} = 157,5 kg. Die resultierenden Drehkraftkurven bei Annahme eines Kompound (a), Nebenschluß (b) oder Serienmotores (c) zeigt Fig. 76. Wie man sieht, wird die Arbeitsfläche beim Serienmotor am kleinsten, es sind also bei diesem die Verhältnisse am günstigsten. (Fortsetzung folgt.)

*) Bei den Ilgner-Anlagen wird bekanntlich die Tourenzahlverminderung durch Einschalten von Widerständen in den Rotorkreis eines Induktionsmotors (Schlupfwiderstand) herbeigeführt. Es tritt deshalb keine der verminderten Tourenzahl bei normalem Rotorwiderstande entsprechende Erhöhung der Stromaufnahme und erhöhte Belastung des Netzes ein. Es ist dies jedoch eine Anordnung, welche für Einzelantriebe kleiner Arbeitsmaschinen viel zu kompliziert wäre.

Notizen.

Erfindungsschutz in Holland. Bekanntlich gehörte Holland bisher zu den wenigen Kulturstaaten, die keinen Erfinderschutz gewähren. Nach einer Mitteilung des Internationalen Patentbureaus Ingenieur Carl Fr. Reichelt, Berlin SW., ist jetzt endlich ein Patentgesetz zur Annahme gelangt, nachdem diesbezüglich schon seit Jahren Verhandlungen schwebten. Das neue Gesetz, das am 1. Januar 1912 in Kraft trat, lehnt sich eng an die Gesetze derjenigen Staaten an, die eine vorherige Prüfung der Erfindung auf Neuheit vorgesehen haben. Die Vorprüfung ist allerdings nicht obligatorisch, sondern bleibt der Anmeldeabteilung nur vorbehalten, da der Hauptwert auf das Einspruchsverfahren gelegt wird. Zu diesem Zwecke wird die Anmeldung 6 Monate öffentlich ausgelegt, also dreimal so lange als bei uns in Deutschland. Das Patent (Octrooi) datiert von dem Tage, an welchem es rechtsgültig wird; dieser Tag ist auch für die Zahlung der Jahrestaxen maßgebend, indem diese am letzten Tage des Monats fällig sind, in welchem das Patent erteilt wurde. Die Dauer des Patentes beträgt 15 Jahre und die Wirkung der Patente erstreckt sich auch auf die holländischen Kolonien. Zusatzpatente werden erteilt. Korrespondierend mit § 5 unseres Patentgesetzes ist auch ein sogen. Vorbenutzungsparagraph vorgesehen, nach welchem die Wirkung des Patentes gegen denjenigen nicht eintritt, welcher die Erfindung bereits vor der Anmeldung in Benutzung genommen oder die zur Herstellung erforderlichen Veranstaltungen getroffen hatte, es sei denn, daß eine widerrechtliche Entnahme nachweisbar ist. Die Ausübung ist nach Ablauf von fünf Jahren am Tage der Patenterteilung erforderlich und muß in angemessenem Umfange stattfinden, andernfalls das Patent zurückgenommen werden kann.

Gleichzeitig trat Holland mit seinen Kolonien der Internationalen Union zum Schutze des gewerblichen Eigentums bei, weshalb innerhalb der zwölfmonatlichen Frist auf Grund der ersten in einem zur Union gehörigen Staat erfolgten Anmeldung ein Patent in Holland nachgesucht werden kann.

Patentanmeldungen und Prioritätsrecht. Es ist noch recht oft die Meinung vertreten, daß es nicht möglich sei, eine Erfindung erst im Auslande anzumelden und dann in der Heimat, unter Geltendmachung des Prioritätsrechtes gemäß Artikel 4 der Internationalen Union zum Schutze des gewerblichen Eigentums. Diese vereinzelt auch in der Literatur vertretene Meinung ist, nach einer Mitteilung des Internationalen Patentbureaus Ingenieur Carl Fr. Reichelt, Berlin SW., irrig. Die herrschende Ansicht in Wissenschaft und Literatur steht auf dem gegenteiligen Standpunkt, wonach z. B. ein Deutscher eine Erfindung zunächst im Auslande anmelden und für die nachfolgende deutsche Anmeldung das Prioritätsrecht geltend machen kann. Artikel 4 des Unionsvertrages unterscheidet nicht, ob die erste Anmeldung im Heimatsstaat oder in einem anderen Unionstaat bewirkt worden ist. Dieser Meinung sind auch Österreich, Italien, die Schweiz und die übrigen Verbandstaaten beigetreten.

Oktober 1913.

Triebwerke und Maschinen-Elemente

Branchen-Ausgabe V des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur".

Schriftleitung: Ingenieur F. Wilcke, Leipzig.

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Seil-Selbstfahrer (Tracteur-Toueur) für Treitel- und landwirtschaftliche Zwecke,

Bauart G. Filtz.

Mit Abbildungen, Fig. 78 u. 79.

Zusammenfassung. Beschrieben und durch Abbildungen dargestellt, ist ein in Frankreich unter der Bezeichnung „Tracteur-Toueur" eingeführter Selbstfahrer, der sich ähnlich den bekannten elektrischen Treitelwagen am Seil auf dem Treitelweg, der Straße oder den Aeker entlang vorwärts bewegt und dabei Lasten in Kähnen, Wagen oder landwirtschaftliche Maschinen nach sich zieht.

Der durch die Abbildungen Fig. 78 und 79 wiedergegebene Selbstfahrer, ein sog. Tracteur-Toueur, hat nach „Génie Civil" während mehrerer Champagnen auf dem Gute von L. Petit nahe Juvisy in der Champagne gearbeitet. Er ist mit vier Rädern versehen, von denen die beiden Hinterräder einen Durchmesser von 1 m haben und mit Rücksicht auf die Stabilität des Wagens, wesentlich weiter auseinander gestellt sind, als die Vorderräder R'. Die Arbeitsgeschwindigkeit der Maschine als Zugorgan ist an derselben Stelle zu rd. 50 km für den zehnstündigen Arbeitstag angegeben, ebenso findet sich dort die Mitteilung, daß man mit der Maschine als Pflugmotor imstande ist, eine Fläche von rd. 10 Hektar in sieben Tagen zu bearbeiten.

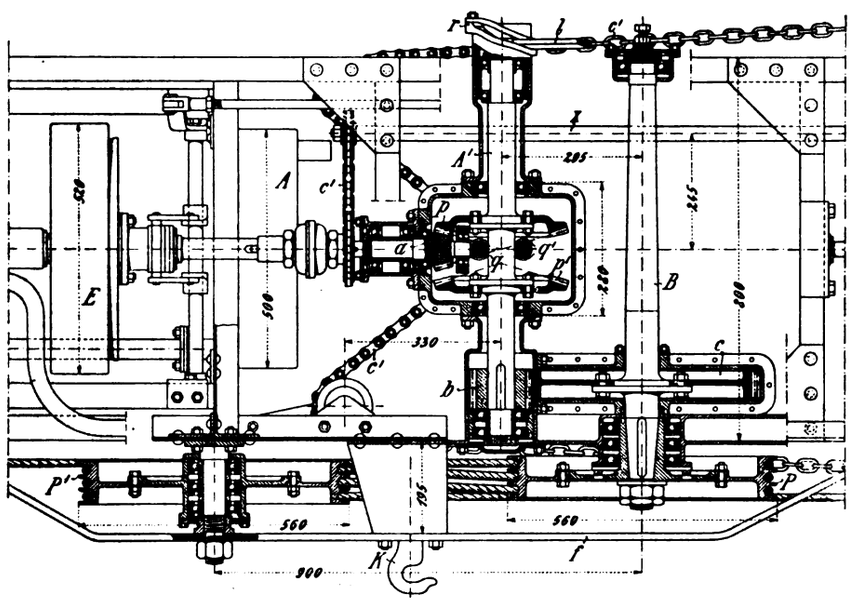


Fig. 78. Z. A.: Seil-Selbstfahrer (Tracteur-Toueur) für Treitel- und landwirtschaftliche Zwecke.

Da die Räder R und R' nicht in unmittelbarer Beziehung zum Motor stehen, so mußte selbstverständlich ein von den bekannten Lastzugmaschinen abweichendes Verfahren der Vorschubbewegung zur Anwendung kommen. Filtz nahm sich dabei das Prinzip der an der Seine üblichen Tracteurs zum Vorbild. Jedoch verwendete er statt der dort üblichen Schleppkette ein Stahlkabel C, das in der üblichen Weise mit seinen beiden Enden verankert wird. Das Kabel C läuft über zwei Scheiben P und P', von denen aber nur die eine P durch den Motor beeinflußt wird. Die andere sitzt lose auf ihrer Welle.

Die Einrichtungen zur Kraftübertragung sind, wie die beiden Abbildungen Fig. 78 und 79 zeigen, verhältnismäßig einfache. Der Motor M ist stehender Bauart und hat vier Zylinder von je 150 mm Bohrung und einen Kolbenhub von 160 mm. Mittels der Reibungskuppelung E betätigt er die Welle A, die mit dem konischen Rad a ausgerüstet ist. Das letztere wiederum kämmt abwechselnd mit den beiden Rädern p und p', die beide auf der Querwelle A' festgemacht sind. Die Welle A' betätigt dann durch das Rad b das Rad c auf der Achse B und auf diese Weise die Scheibe P, welch letztere wieder auf der Achse B festgekeilt ist.

Die Vor- und Rückwärtsfahrt des Wagens wird nun mit Hilfe des Steuerhebels l geregelt; dieser greift in eine Schraubenführung r, mittels deren die Achse A' horizontal so verschoben werden kann, daß das eine Mal das Rad p, und das andere Mal das p' mit dem Rad a in Eingriff kommt.

Sämtliche Lagerstellen für die bisher genannten Organe sind, und das ist das Neue an der Maschine, mit Kugeln versehen, ebenso sind sämtliche Getriebe durch feste Einkapslung gegen Staub und Schmutz gesichert.

Die Maschine trägt zwei Sitze S und S', wodurch dem Maschinisten die Möglichkeit gegeben ist, sich immer in der Fahrtrichtung zu plazieren, ohne daß der Wagen selbst umgelenkt werden müßte. Das Handrad V, das nur einmal vorhanden ist, kann von beiden Sitzen aus bedient werden. Es wirkt auf die beiden Spindeln q und q'; von diesen betätigt diejenige q das Rad, das die Bewegung der Ketten c' hervorbringt, unmittelbar. Das Rad q' dagegen wirkt auf das Rad erst durch Vermittlung eines Zahnrades. Daraus folgt, daß es für den Maschinisten ganz gleich ist, welchen der beiden Sitze er gerade eingenommen hat. Er hat immer am Handrad V dieselbe Bewegung auszuführen. Die Kette c' wirkt auf die beiden Vorderräder R' der Laufachse.

Um zu vermeiden, daß die Räder auf glatten Wegen seitlich ausweichen, sind alle vier mit Führungsringen versehen, die auf eine gewisse Tiefe in den Boden eindringen (natürlich ist hierbei angenommen, daß es sich um die Bewegung des Autos auf weichem Boden handelt, auf der harten Straße würden diese Ringe wirkungslos sein).

Das Flacheisen f, welches die beiden Seilscheiben P und P' nach außen abschließt, trägt in seiner Mitte einen Haken K, an diesen wird mit Hilfe einer Kette von passender Länge der Pflug oder sonst eine landwirtschaftliche Maschine, die fortgezogen werden soll, angekuppelt.

Zum Schluß sei noch erwähnt, daß die Achse X, welche von der Welle E der Maschine M aus durch die Gliederkette c_1 angetrieben wird, den Ventilator V_1 vor dem Radiator R_1 unter Einschaltung eines Riemenzuges betätigt. Der Radiator R_1 sitzt, wie man sieht, unmittelbar hinter dem Drehzapfen des Vorderradpaares auf dem Rahmen des Wagens und steht durch eine Rohrleitung mit den Kühlmänteln der Zylinder M in Verbindung.

Das sog. „Verlaufen" des Kletterseiles C wird durch die in abschraubbaren Gabeln r_1 und r_2 gelagerten Führungsröllchen verhindert. Das Seil läuft, straff angezogen, nach Passieren des Rollenpaares r_2 (bei Vorwärtsfahrt) zunächst suf die Scheibe P', von da über die P zurück zu der P', wieder über die P zurück zu der P' und dann über die P nach den beiden Rollen r_1. Hinter diesen legt es sich wieder auf den Erdboden.

Heißlaufen von Lagern bei Maschinen.

Von **Karl Micksch**, Betriebsleiter in **Berlin.**

Das Warmlaufen von Maschinenteilen ist deswegen so gefürchtet, weil der Maschinist in den meisten Fällen nicht in der Lage ist, rechtzeitig Abhilfe zu schaffen. Die Ursachen des Heißlaufens sind mitunter ohne weiteres gar nicht festzustellen und wenn die Reibung aus der mangelhaften Beschaffenheit des Lagers selbst hervorgeht, erfordert die Beseitigung der Störung meist umfassendere Maßnahmen.

Die sehr nahe liegende Vermutung, daß die Fabrikation der Maschine die Störung verschulde, erweist sich in der Regel als irrig, denn alle Maschinenfabriken verfügen über hinreichend zuverlässige Mittel, um die Maschine vor der Ablieferung genau dahin zu prüfen, wo irgend ein Reibungsfehler zu einem Heißlaufen führen könnte.

Die Reibungsursachen sind eben so verschiedenartig, daß die Quelle des Heißlaufens mitunter nicht erkannt wird. Unbeachtet bleibt zunächst die scheinbar unbedeutende aber unerläßlich notwendige Forderung, daß bei Riemenübertragung beide Wellen genau parallel zueinander liegen müssen. Ein weiterer Fehler, der oft das Warmlaufen zur Folge hat, ist die Verwendung recht kleiner Riemenscheiben für relativ große Kraftübertragung. Der überlastete Riemen muß, um nicht von der kleinen Scheibe zu gleiten, stets in Spannung gehalten werden.

Die Erwärmung kann natürlich auch aus dem Lager selbst hervorgehen, sofern sich dies mangelhaft beschaffen ist. Und dort, wo höhere Temperaturen von außen auf das Lager einwirken, kann die Art des Schmiermittels das Warmlaufen beeinflussen.

Eine mäßige Erwärmung tritt ganz naturgemäß in jedem Lager auf und schadet auch nichts. Die Ansicht, daß die Reibungswiderstände bei der Erwärmung größer werden, ist an sich eine irrige; von der Vergrößerung der Reibungswiderstände kann erst die Rede sein, wenn sich die Erwärmung derart steigert, daß sich die Maschinenteile ausdehnen, so daß z. B. die Stärke einer Welle derart zunimmt, daß sie in der Lagerbohrung klemmt. In diesem Falle steigt natürlich die Erwärmung rapid und die heißgelaufenen Teile beginnen zu fressen.

Die in jedem Lager sich normal entwickelnde Temperaturerhöhung vermindert sogar die Reibung, vorausgesetzt natürlich immer, daß das Lager in Ordnung ist und die Gleitflächen nicht beschädigt sind. Durch Messungen ist festgestellt worden, daß ein warmes Lager leichter läuft als ein kaltes. Damit soll natürlich nicht gesagt sein, daß das Warmlaufen eines Maschinenteiles vorteilhaft oder gar anzustreben sei, denn seine Ursache ist immer die Reibung, also jenes Merkmal, welches die Leistung der Maschine herabsetzt.

Eine andere, durchaus unzutreffende Auffassung geht dahin, daß dasjenige Schmiermittel das beste sei, bei dessen Benutzung sich das Lager am wenigsten erwärmt. Ein dünnflüssiges Öl, welches eine nur geringe Temperatursteigerung veranlaßt, wäre demnach das bessere Schmiermittel; in Wirklichkeit ist jedoch das konsistente in der Regel vorteilhafter.

Nicht hinreichend beachtet wird auch die Stellung der Maschine. Bei der Montage werden die Fundamente ausgerichtet und man nimmt nachher an, daß sich die richtige Stellung dadurch von selbst ergibt. Das ist aber nicht der Fall, denn beim Anziehen der Befestigungsschrauben treten namentlich infolge des untergelegten Isoliermaterials kleine, aber nicht unbeträchtliche Verschiebungen des Motors ein. Die richtige Stellung muß bei der Befestigung sorgsam beachtet werden.

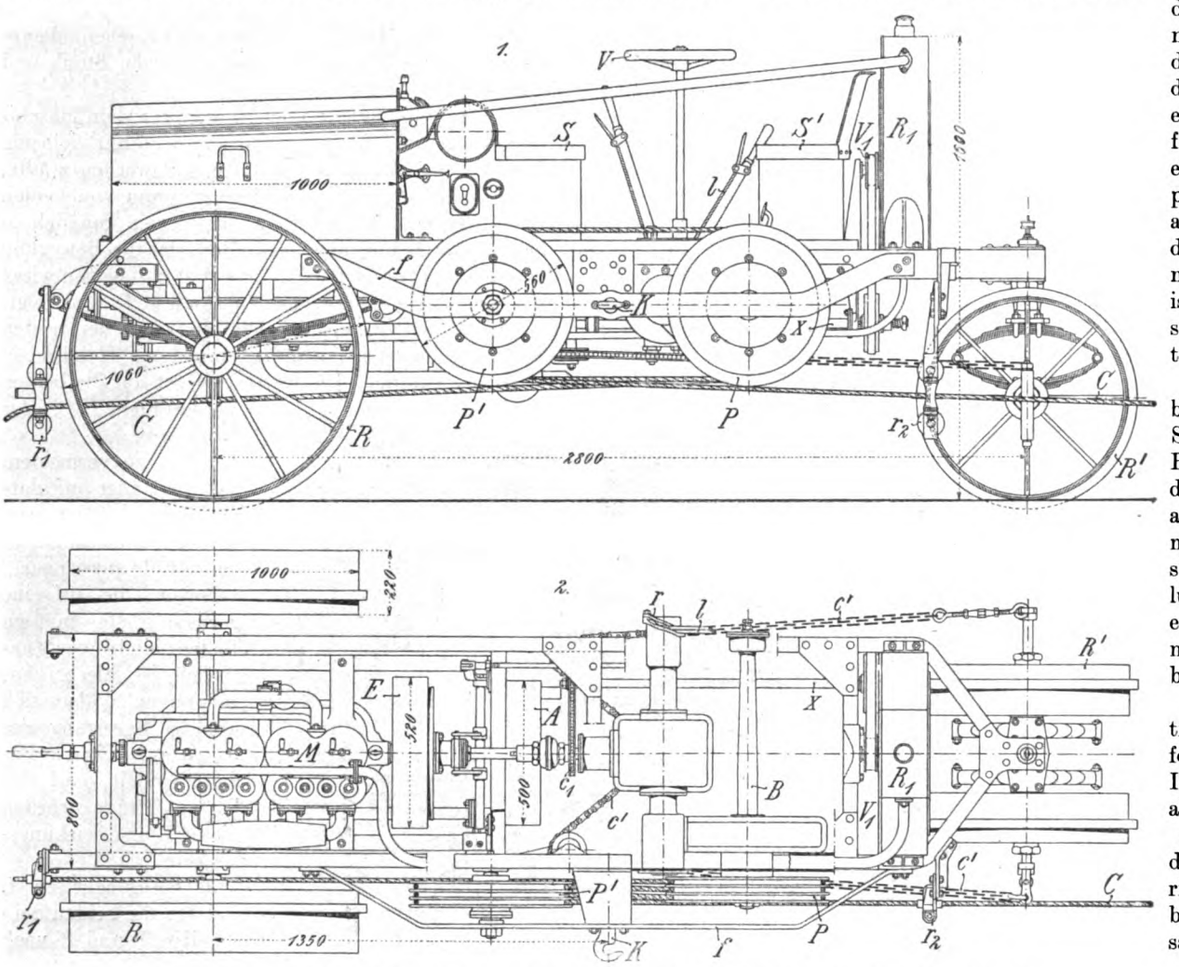


Fig. 79. Z. A.: Seil-Selbstfahrer (Tracteur-Toueur) für Treitel- und landwirtschaftliche Zwecke.

Die Schwungräder elektrisch angetriebener Arbeitsmaschinen.

Von Dr. **Paul Ritter von Schrott.**

Mit Abbildung, Fig. 80.

(Fortsetzung und Schluß aus Heft 19.)

Wird nun der Motor mit einem Schwungrade gekuppelt, so rechnet man dasselbe gewöhnlich in der Weise, daß die durch die Fläche des Arbeitsdiagrammes gegebene Arbeit A vom Schwungrade bei einem angenommenen Ungleichförmigkeitsgrade geleistet wird nach der Formel $A = M_s \cdot V^2 \cdot d_s$, wobei V die mittlere Umfangsgeschwindigkeit, d_s der Ungleichförmigkeitsgrad $= \frac{V_{max} - V_{min}}{V}$ des Schwungrades ist. Nehmen wir denselben für den vorliegenden Fall mit $d_s = \frac{1}{21 \cdot 3}$ an, so ergibt sich $M_s = \frac{A}{V^2 \cdot d_s} = \frac{128 \cdot 21 \cdot 3}{2 \cdot 36^2}$ $= 499$, $G = 9 \cdot 81\ M_s = 4800$ kg. Ist das Schwungrad nicht auf der Kurbelwelle selbst aufgekeilt, sondern ins Schnelle übersetzt, oder der mittlere Durchmesser des Schwungringes größer als der

des Kurbelkreises, so sinkt bei konstantem Ungleichförmigkeitsgrade das Gewicht mit dem Quadrate der Geschwindigkeitssteigerung.

Wird die Motorcharakteristik bei der Ermittelung des Schwungradgewichtes berücksichtigt, muß ein anderer Weg der Berechnung eingeschlagen werden.

Jede Verminderung der Tourenzahl wird eine erhöhte Stromaufnahme, d. h. Belastung des Motores herbeiführen. Es wird daher zur Arbeitsabgabe des Schwungrades auch eine entsprechende Arbeitsabgabe des Motores hinzutreten. Um Überlastungen des Motores, welche starke Stromstöße in der Leitung und Schädigungen des Motores selbst herbeiführen, zu vermeiden, nimmt man an Hand der Motorcharakteristik die höchstzulässige Momentanbeanspruchung an, womit auch der größte Tourenabfall und der Ungleichförmigkeitsgrad gegeben sind. Nimmt man nun die Charakteristik innerhalb dieser Grenzen als Gerade an, so wird sich die Tourenänderung proportional der Belastung vollziehen und es wird das Arbeitsdiagramm der vom Motor geleisteten Arbeit ebenfalls nach einer Sinuslinie verlaufen, deren Ordinaten proportional der Drehkraftkurve des Kurbeltriebes sind. Die vom Motor aufgenommene Arbeit wird sich zum Gesamtarbeitserfordernisse verhalten, wie die maximale zur Beschleunigung der Massen erforderliche Drehkraft zur größten beim Motor zugelassenen Drehkraft. Das übrig bleibende Arbeitserfordernis muß nun vom Schwungrade geleitet werden, damit das System im Gleichgewichte sich befindet.

In dem früher gerechneten Beispiele wurde die mittlere Tourenzahl des Motors mit 1280 angenommen. Bei dieser Tourenzahl entwickelt der Motor die Leistung von 2 PS.

Derselbe sei für eine Vollast von 4 PS konstruiert und diese Belastung werde als Grenze angenommen. Nach der Charakteristik (Fig. 80) ist bei dieser Belastung die Tourenzahl $n = 1250$, daraus errechnet sich ein Ungleichförmigkeitsgrad:

$$d_s = \frac{1310 - 1250}{1280} = \frac{1}{21 \cdot 3}.$$

Das Arbeitserfordernis des Kurbelbetriebes ist = 128 m/kg bei einem Verdrehungswinkel von 0 — 90° und das Maximum der Drehkraft = 157,5 kg. Die größte zugelassene Drehkraft des Motors, umgerechnet auf den Kurbelumfang, beträgt 124 kg, wovon 63,5 kg als mittlere Drehkraft in Abzug kommen, d. i. 60,5 kg. Der Arbeitsanteil des Motors für die Massenbeschleunigung ist demnach:

$$\frac{60 \cdot 5}{157 \cdot 5} = 128 = 49 \cdot 5 \text{ m/kg}.$$

Für das Schwungrad bleibt sonach eine Arbeit von:

$$128 - 49 \cdot 5 = 78 \cdot 5 \text{ m/kg}, \quad A = M_s \cdot V^2 \cdot d_s,$$

$$M_s = \frac{A}{V^2 \cdot d_s} = \frac{78 \cdot 5 \cdot 21 \cdot 3}{2 \cdot 36^2} = 300, \quad G = M_s \cdot 9 \cdot 81$$

= 2950 kg, während ohne Berücksichtigung der Motorcharakteristik früher 4800 kg gefunden wurden. Es lassen sich also hier 39 % des Gewichtes ersparen.

Handelt es sich umgekehrt darum, bei gegebenem Schwungradgewicht und gegebener Motorcharakteristik den Ungleichförmigkeitsgrad bezw. die Belastung des Motors zu bestimmen, so gelangt man auf folgende Weise zum Ziele.

Der Gesamtarbeitsüberschuß des Kurbeltriebes muß erzeugt werden von Motor und Schwungrad: $A = A_M + A_s$. Der Arbeitsanteil des Motors an der Überschußarbeit ist jederzeit proportional seiner größten Drehkraft $A_M = A \frac{T_{max}}{T_k}$. Man kann sich daher das jeweilige, durch die hin- und hergehenden Massen bedingte Arbeitserfordernis des Motors bei einem bestimmten größten Abfall der Tourenzahl, angenommen eine bestimmte mittlere Tourenzahl, für den Kurbeldrehungswinkel von 0 — 90° als Ordinate abhängig von dieser geringsten Tourenzahl als Abszisse auftragen (Fig. 80a). Diese Kurve wird unter der Annahme einer geradlinig verlaufenden Motorcharakteristik eine Gerade sein (Fig. 80a). Da im Falle konstanter Tourenzahl des Motors auch keine Änderung der Drehkraft eintritt, so muß bei der angenommenen mittleren Tourenzahl 1280 die Gerade die Abszissenachse schneiden. Man braucht also nur einen zweiten Punkt nach der Formel $A_M = A \frac{T_m}{T_k}$, um die Gerade zu bestimmen. Die Arbeit, die das Schwungrad während $^1/_4$ Umdrehung abgibt, wird auch zweckmäßig auf seine geringste Geschwindigkeit bezogen, wobei die mittlere Geschwindigkeit konstant bleibt.

$$A_s = M_s V^2 d_s = M_s V (V_{max} - V_{min}), \quad d_s = \frac{V_{max} - V_{min}}{V},$$

$$V_{max} = V + (V - V_{min}) = 2V - V_{min},$$

$$A_s = M_s V (2V - 2V_{min}) = 2 M_s V (V - V_{min}).$$

Es wird also auch die Arbeit des Schwungrades bezogen auf die geringste Geschwindigkeit eine Gerade sein (Fig. 80b), die ebenfalls bei $n = 1280$ ($V = V_{min}$, $A_s = 0$) die Abszissenachse schneidet, da bei der mittleren Geschwindigkeit die Arbeitsabgabe gleich Null ist. Es ist nur erforderlich auf Grundlage der Beziehung, daß eine Umfangsgeschwindigkeit $v = 2 \cdot 36$ m/Sek. der Tourenzahl $n = 1280$ entspricht, den Geschwindigkeitsmaßstab umzuzeichnen (Fig. 80). Da die jeweilige Massenbeschleunigungsarbeit von Motor und Schwungrad geleistet wird, $A = A_s + A_M$, hat man die Gerade zu ziehen, welche die Summe der beiden Arbeitsvermögen vorstellt (Fig. 80c). Der Schnittpunkt dieser Geraden mit der Horizontalen der Kurbelarbeit gibt an, bei welchem Tourenabfall von Motor und Schwungrad der Arbeitsüberschuß des Kurbeltriebes gerade geleistet wird, wodurch Ungleichförmigkeitsgrad und Motorbeanspruchung sich ermitteln lassen.

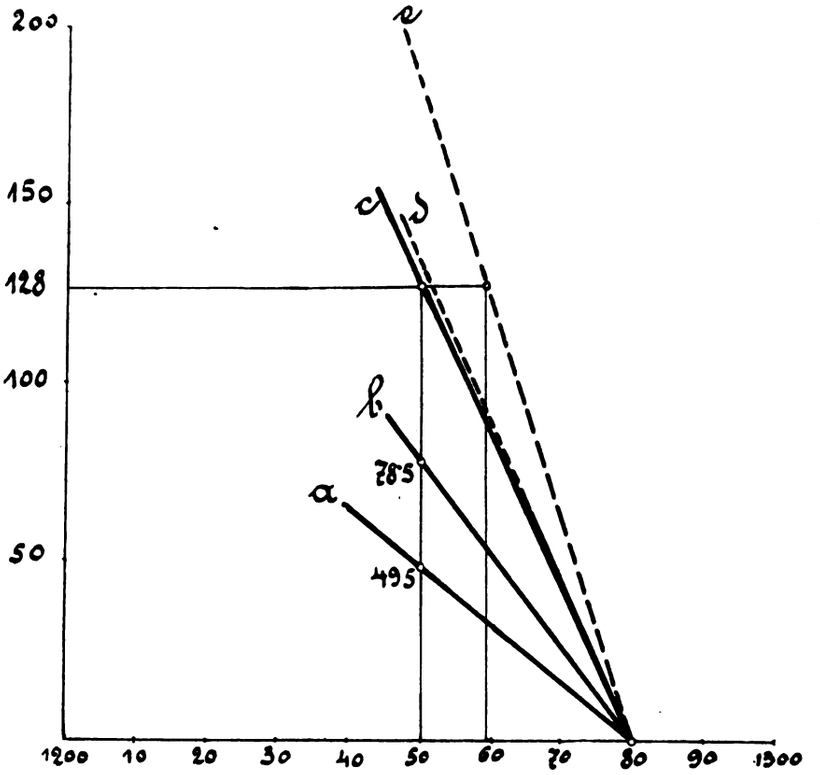


Fig. 80. Z. A.: Die Schwungräder elektrisch angetriebener Arbeitsmaschinen.

Im gegebenen Falle sei konform dem früheren Beispiel das Schwungradgewicht mit 2950 kg, die Kurbelarbeit aus dem Diagramm mit 128 m/kg, die mittlere Geschwindigkeit bezw. Tourenzahl $v = 2 \cdot 36$, $n = 1280$ die mittlere Drehkraft des Motors und dessen Charakteristik gegeben. Ungleichförmigkeitsgrad usw. sind zu bestimmen. $A_M = A \frac{T_m}{T_k}$. T_m für $n = 1250$ ergibt sich aus der Charakteristik mit 60 · 6 kg, $A_M = 128 \frac{60 \cdot 6}{157 \cdot 5} = 49 \cdot 5$ m/kg.

Für das Schwungrad ergibt sich beim gleichen Tourenabfall

$$A_s = 2 M_s V (V - V_{min}) = 2 \frac{2950}{9 \cdot 8} 2 \cdot 36 (2 \cdot 36 - 2 \cdot 305)$$

$$= 78 \cdot 5 \text{ m/kg}.$$

Man bestimmt nun die Summengerade c und findet den Schnittpunkt mit $T = 128$ bei $n = 1250$, wodurch sich der Ungleichförmigkeitsgrad mit $\frac{1}{21 \cdot 3}$ ergibt, dieselben Größen, welche früher

auf anderem Wege bestimmt wurden. Wäre das Schwungradgewicht mit 4800 kg gegeben, so ergibt sich die Gerade d (Fig. 80) und als Summe die Gerade e (Fig. 80), der Ungleichförmigkeitsgrad wäre hier auf $\frac{1}{30}$ gesunken.

Ist das Schwungrad ins Schnelle übersetzt, so ist in der Rechnung der Schwungradarbeit das größere (v) zu setzen. Es wurde bei den letzten Rechnungen die Änderung der Kurbelumfangsgeschwindigkeit durch die Tourenzahlschwankung nicht weiter berücksichtigt, um die Verhältnisse nicht kompliziert zu gestalten. Tatsächlich ist der Einfluß dieser Schwankung bei den kleinen praktisch vorkommenden Ungleichförmigkeitsgraden so gering, daß er in dem Diagramm nicht deutlich zum Ausdruck kommen würde; da es sich ja hier nur um Näherungswerte handelt, kann die Ungenauigkeit unberücksichtigt bleiben. Es muß im weiteren bemerkt werden, daß in vielen Fällen die Kupplung von Motor und Schwungrad nicht starr, sondern elastisch (Riemen) sein wird. In diesem Falle wird die Wirkung des Schwungrades infolge Schlüpfung der Transmission naturgemäß eine günstigere sein. Doch läßt sich die Größe dieses Einflusses nur schwer zahlenmäßig bestimmen.

Jedenfalls wird es sich bei Berechnung der Schwungräder elektromotorisch angetriebener Arbeitsmaschinen empfehlen, den Ungleichförmigkeitsgrad an Hand der Motorcharakteristik im Vorhinein festzulegen, um schädliche Überlastungen des Motors zu vermeiden.

Eine interessante Schmiervorrichtung.

Mit Abbildung, Fig. 81.

Zusammenfassung. Die beschriebene neuartige Schmiervorrichtung ist hauptsächlich deshalb beachtenswert, weil bei ihr dem Lager beim Heißlaufen Öl aus einem Hilfsbehälter selbsttätig zugeführt wird.

Bei der durch Fig. 81 im Schema veranschaulichten Schmiervorrichtung wird dem Lager beim Heißlaufen des Lagers Öl aus einem Hilfsbehälter selbsttätig zugeführt. Das Neue besteht darin, daß an dem Hilfsölbehälter ein nach dem Lager führendes Überlaufrohr derart angeschlossen ist, daß das beim Heißlaufen des Lagers sich stark ausdehnende Öl oder Fett durch das Rohr in das Lager abfließt und dieses selbsttätig ölt. Zur Erhöhung dieser Wirkung wird innerhalb des Öles ein mit Luft oder einem leicht ausdehnbaren Gase gefüllter Körper angebracht, der sein Volumen leicht ändern kann. Das beim Heißlaufen des Lagers sich stark erhitzende Öl gibt dann seine Wärme an die in dem Ausdehnungskörper befindliche Luft ab, wodurch das Volumen des Körpers infolge der starken Ausdehnung der Luft schnell und merkbar vergrößert und dadurch Öl aus dem Ölbehälter verdrängt und zum Überlaufen in das Lager gebracht wird.

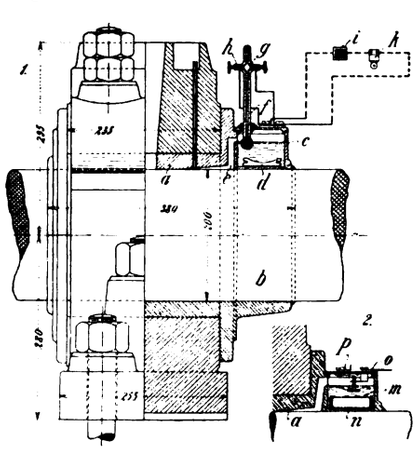


Fig. 81. Z. A.: Eine interessante Schmiervorrichtung.

Die Skizzen der Fig. 81 zeigen die Neuheit in zwei Ausführungsbeispielen.

Bei der Ausführung nach Skz. 1 ist auf der oberen Lagerschale a der Welle b ein Gefäß c angebracht, welches mit Öl oder Fett gefüllt wird. In diesem Gefäß c ist eine mit Luft gefüllte Gummiblase d angeordnet, die sich bei der Erwärmung der in ihr enthaltenden Luft stark ausdehnt. Von dem Behälter c führt ein Schmierrohr e durch die Lagerschale zur Welle b.

In das Öl des Behälters c ragt ein Thermometer f, in dessen Rohr bei g Kontakte h einer elektrischen Leitung eingeschmolzen sind, die zu einer Batterie i und einem Wecker k führt. Die Leitung wird geschlossen und der Wecker zum Tönen gebracht, sobald durch die steigende Quecksilbersäule zwischen den Kontakten h Stromschluß herbeigeführt wird.

Die Wirkungsweise der Vorrichtung ist folgende:

In das Gefäß c wird das Öl bzw. das Fett so weit eingefüllt, bis es durch das Rohr e nach dem Lager ausfließt. Hierauf wird der Behälter c geschlossen.

Die Vorrichtung wirkt jetzt selbsttätig.

Sobald das Lager heißläuft, erhitzt sich auch das Öl in dem Behälter c stark und bringt dadurch einmal das Quecksilber in dem Thermometer zum Steigen, welches den Stromkreis bei h schließt, so daß der Wecker k ertönt. Gleichzeitig teilt sich die Hitze des Öles der in der Blase d befindlichen Luft mit, wodurch diese sich stark ausdehnt und das Volumen der Blase vergrößert. Dadurch wird aber das Öl aus dem Behälter c verdrängt, und da es nur durch das Schmierrohr e einen Abfluß findet, wird es gleichzeitig zu der Welle b geleitet und schmiert dadurch das Lager, so daß ein Inbrandlaufen des Lagers nicht mehr eintreten kann.

Statt der Gummiblase könnten auch zwei aufeinander verschiebbare Hohlzylinder m, n verwendet werden, wie es in Skz. 2 dargestellt ist, und ebenso könnte auch die elektrische Alarmvorrichtung statt durch das Steigen einer Quecksilbersäule unmittelbar durch die Ausdehnung der Blase d (Skz. 1) bzw. durch die Verschiebung des Teiles m (Skz. 2) herbeigeführt werden. In letzterem Falle ist, wie der Konstrukteur des Apparates, Carl Erbe in Arnsdorf bei Liegnitz mitteilt, die Anordnung in der Weise getroffen, daß die Kapsel m bei ihrer Verschiebung nach oben an einen Kontakt o anstößt und diesen hierdurch mit einem Kontakt p in Berührung bringt und den Strom schließt.

Verstellbare Kugellagerung
für die Spindeln von Spinnmaschinen.

Mit Abbildung, Fig. 82.

Zusammenfassung. Beschrieben ist eine neuartige Lagerung für Selfaktorspindeln usw., die sich dadurch kennzeichnet, daß bei ihr Kugeln als tragende Elemente zur Anwendung kommen.

Das Neue an der durch Fig. 82 veranschaulichten Kugellagerung für die Spindeln an Spinnmaschinen oder dergl. ist gemäß der Patentschrift 257262 darin zu erblicken, daß die Spindel sowohl am Fußlager als auch über dem Schnurwinkel in einer feststehenden Hülse läuft, die als Kugelkäfig ausgebildet ist, in welchem in die Kugel durch einen hohlen Stellkegel radial zur Spindelachse verstellt werden können.

Es kann also die Kugellagerung für Spindeln von verschiedener Stärke Verwendung finden, da eine genaue Einstellung auf die Spindelstärke möglich ist. Demgemäß kann diese Lagerung beisp. bei Selfaktorspinnmaschinen ohne Schwierigkeit angeordnet werden, während die bisher bekannt gewordenen Kugellagerungen wegen des großen Gewichtes bei der großen Spindelzahl an derartigen Spinnmaschinen keine Verwendung finden können; die Plattbänder sind eben für eine derartige Belastung nicht eingerichtet.

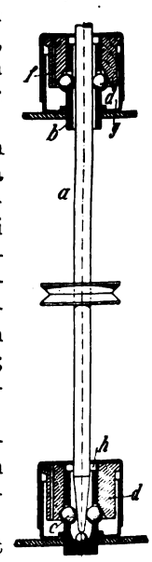


Fig. 82. Z. A.: Verstellbare Kugellagerung.

Das von Robert Emil Walther in Werdau i. S. konstruierte Lager ist in der Fig. 82 im Schnitt dargestellt und besteht aus dem durchgehenden Halslager und dem Fußlager.

Die Spindel a der Spinnmaschine läuft mit Spielraum in einer Gewindehülse b. Ausgeglichen wird der Spielraum durch eine beliebige Anzahl Stahlkugeln c, die in Löchern der Gewindehülse b sitzen und mittels einer konischen Büchse d soweit nachgestellt werden können, daß die Spindel a bei leichtem Gang sicher, leicht laufend, von den Kugeln gehalten wird.

Um ein Verstellen während des Ganges zu verhüten und einen staubsicheren Verschluß zu erhalten, ist über das Lager und die Pfanne g eine Büchse d gesteckt.

Das Öl für die Schmierung wird durch den Kanal f von außen zugeführt. Das an der Spindel ablaufende Öl sammelt sich in der Aussparung h und muß ebenfalls wieder in das Lager zurückfallen.

November 1913.

Triebwerke und Maschinen-Elemente

Branchen-Ausgabe V des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur".

Schriftleitung: Ingenieur **F. Wilcke,** Leipzig.

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Das Kugellager im Dienste der Schiffahrt.

Mit Abbildungen, Fig. 83 bis 87.

Zusammenfassung. Beschrieben sind an Hand anschaulicher Skizzen eine Anzahl Anwendungen von Kugellagern im Schiff selbst und dem mit der Schiffahrt zusammenhängenden Leuchtfeuer. Es handelt sich dabei speziell um Ausführungen der D. W. u. M. F.

Das Kugellager, wie es heute sowohl im allgemeinen Maschinenbau als auch beim Bau von Sondermaschinen weitestgehende Verwendung findet, ist ein Konstruktionsprodukt der neueren Zeit. Zwar wurden die sog. Konuskugellager hauptsächlich im Fahrradbau schon längere Zeit benutzt, doch zeigte es sich stets, daß dieselben größeren Ansprüchen und stärkeren Belastungen nicht gewachsen waren.

Im Jahre 1898 unternahmen es daher die Deutschen Waffen- und Munitionsfabriken zu Berlin in Gemeinschaft mit Prof. Stribeck, theoretisch und praktisch Untersuchungen über die zweckmäßigste Ausführungsform sowie die hierbei zu erzielende Tragfähigkeit der Kugellager anzustellen. Es ergab sich nach langjährigen und schwierigen Versuchen, daß für eine radiale, d. h. zur Wellenrichtung senkrecht wirkende Belastung ein Kugellager mit konzentrischen Laufringen die vorteilhafteste Bauform darstellt. Auch für axial belastete Lager ergab sich die Notwendigkeit, bei höheren Drucken Laufrillen anzuordnen, die sich möglichst der Kugelform anpaßten, ohne dieselbe aber ganz zu erreichen, da sonst die Reibung zu sehr gesteigert worden wäre.

Ein Beweis dafür, daß die von den Deutschen Waffen- und Munitionsfabriken vorgeschlagenen Konstruktionen richtig waren, ist darin zu erblicken, daß die Ausführungsformen, die auf Grund dieser Versuche normalisiert wurden, von allen Fabriken, die sich mit der Herstellung von Kugellagern befassen, angenommen worden sind.

Der Hauptvorteil der Kugellager gegenüber dem Gleitlager besteht in der wesentlichen Verminderung der Reibung. Die Reibungsziffer der Stützkugellager und Laufringsysteme beträgt 0,001 bis 0,002, so daß die Kraftersparnis gegenüber Gleitlagern bis zu etwa 30% anzusetzen ist. Dazu kommt, daß Kugellager von Anfang an genau so leicht laufen, wie im späteren Betriebe und gleich hohen Tourenzahlen und Lasten ausgesetzt werden dürfen, ohne daß sich irgendwelche schädliche Erwärmung zeigt.

Dabei beträgt der Verbrauch an Schmiermaterial der Kugellager nur etwa den fünfzehnten Teil des bei Gleitlagern in Ansatz zu bringenden Bedarfs.

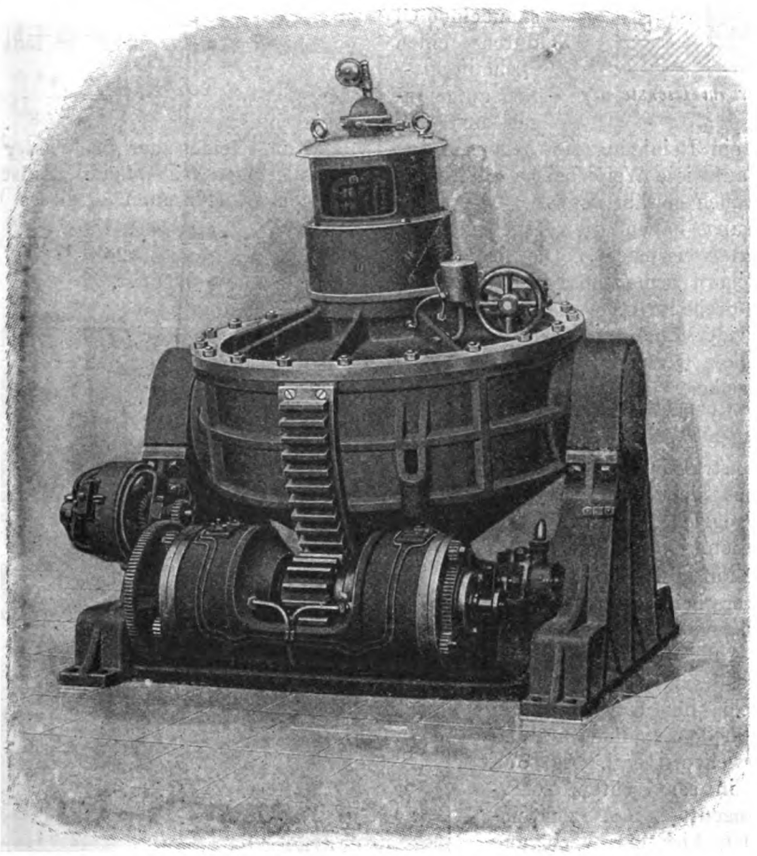


Fig. 83. Z. A.: Das Kugellager im Dienste der Schiffahrt.

Da die Kugellager aus einem für die Zwecke dieses Fabrikationszweiges besonders geeigneten Stahl hergestellt werden und während der Fabrikation einer ständigen Kontrolle unterliegen, so ist die Betriebssicherheit und Lebensdauer der in Größe richtig gewählten Kugellager unbeschränkt. Ein für manche Fälle nicht zu unterschätzender Vorteil liegt auch in dem geringen Raumbedarf der Kugellager.

Gerade dieser Vorteil ist für Schiffsdrucklager von größter Bedeutung. Die D. W.-F. u. M. in Berlin haben Schiffsdrucklager, bei denen die Lasten durch Kugeln aufgenommen werden, sowohl bei kleinsten Motorbooten, als auch bei Kriegs- und Handelsschiffen größter Abmessungen angewendet.

Fig. 84 zeigt die Konstruktion, Fig. 85 die Anordnung eines derartigen Lagers in einem Schleppdampfer, der seit Jahren in Betrieb ist. — Das dargestellte Lager ist ein reines Drucklager und nimmt nur die in beiden Richtungen wirkenden Wellendrucke auf, während andere Lager zur Führung der Propellerwelle dienen.

Neuerdings werden diese beiden Lagertypen vielfach in einem Gehäuse kombiniert, so daß also das sehr kleine Gehäuse sowohl zur Führung der Welle, als auch zur Aufnahme der Axialdrucke dient. — Derartige Lager sind ebenfalls schon für Schiffe der Kriegs- und Handelsmarinen verschiedener Länder verwendet worden.

Ein kombiniertes Schiffsdrucklager zeigt Fig. 87.

Um die Betriebssicherheit solcher Lager, die jeweils aus zwei größeren Traglagern und zwei Stützlagern bestehen, einwandfrei nachzuweisen, wurden in den Laboratorien und Prüfräumen der D. W.-F. ausgedehnte Versuche vorgenommen. So wurde ein größeres Schiffsdrucklager einem sechstägigen Probelauf unterworfen, bei dem die Axialbelastung durchschnittlich 8000 kg betrug, während der Radialschub mit 6000 kg festgestellt wurde. Die Welle machte 470 Umdrehungen in der Minute. Während der ganzen Versuchszeit war kein Geräusch wahrzunehmen. Gegen das Ende des Versuchs wurde der Kraftverbrauch gemessen, der sich zu 3 KW im kalten Zustande des Lagers und zu 2 KW ergab, nachdem eine leichte Erwärmung des Lagers eingetreten war. Unter Annahme eines Wirkungsgrades $\eta = 0{,}9$ für den Elektromotor und $\eta = 0{,}95$ für den Riementrieb beträgt der Kraftverbrauch im kalten Zustande 3,5 PS, im warmen Zustande 2,3 PS.

Die nach Beendigung des Versuches auseinandergenommenen Lager zeigten keine merkbare Beschädigung oder Abnutzung.

Die Bedeutung des Kugellagers für das Seewesen zeigt auch seine Verwendung in Schiffskreiseln, bei denen es ja bei der

außerordentlich hohen Umdrehungsgeschwindigkeit einerseits, bei peinlichst genauer Lagerung andererseits auf geringen Reibungswiderstand ankommt. Der in Fig. 83 dargestellte Schiffskreisel, mit Kugellagern der D. W.-F. ausgerüstet, wurde auf dem Peildampfer Scharhörn eingebaut. Das Gewicht der Kreiselscheibe wird von einem Stützlager aufgenommen, während die beiden Zapfen gleichfalls von Kugellagern getragen werden. Auch die beiden senkrechten Tragzapfen des Kreiselgehäuses, um welche das letztere seine Pendelungen ausführt, laufen in Kugellagern. Der Kreisel hat ein Gesamtgewicht von 8000 kg. Bei 2000 Umdrehungen i. d. Minute ergab sich im Betriebe der sehr geringe Kraftbedarf von nur 4,5 PS. Die Schmierung der Kugellager erfolgt in der Weise selbsttätig, daß das unterhalb der Lager sich ansammelnde Öl durch einen Schöpfapparat aufgefangen und den Lagerteilen, nachdem es durch ein Reinigungssieb gegangen ist, wieder zugeführt wird. Es wird auf diese Weise bei nachhaltigster Schmierung ein geringer Ölverbrauch gewährleistet.

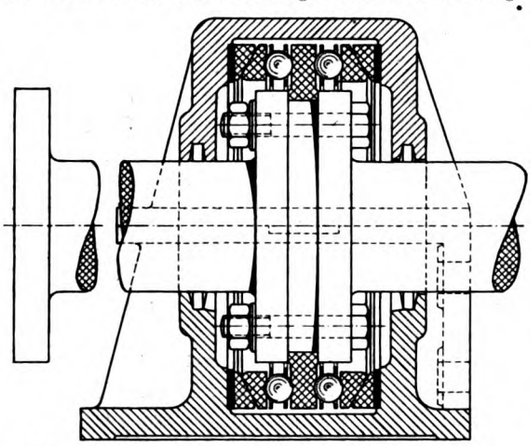


Fig. 84. Z. A.: Das Kugellager im Dienste der Schiffahrt.

Eine wesentliche Verbesserung haben die Kugellager bei den Leuchtfeuern herbeizuführen vermocht. Die früher von französischen Firmen bei Blitzfeuern benutzten rotierenden Linsen waren zur Aufnahme der drehenden Massen und zur Verwendung der Reibungswiderstände mit Quecksilberschwimmern ausgerüstet. Diese Quecksilberschwimmer sind neuerdings durch Kugellager ersetzt worden. Auch die Uhrwerke zum Antriebe der Feuer erhalten durchweg in Kugellagern geführte Achsen. Bei allen Leuchtfeuern französischer Konstruktion, bei denen Rollenlager in Benutzung waren, sind auch diese zur Erzielung eines leichten Ganges gegen Kugellager großer Abmessungen ausgewechselt worden.

Da es bei den Leuchtfeuern auf geringste Reibungsverluste ankommt, so ist besonders bei großen Belastungen die Ausführung des Kugellagers von bedeutender Wichtigkeit; geschieht doch der Antrieb meist durch mit der Hand aufgezogene Uhrwerke.

Weitere Anwendungsbeispiele für Kugellager im Schiffs- und Seewesen könnten noch angeführt werden für die Lagerung der Propellerwellen (vergl. Fig. 87), der Achsen von Kohlenwinden in senkrechten, schrägen und wagrechten Anordnungen, bei Aufzugswinden usw. Es würde jedoch den hier zur Verfügung stehenden Raum weit überschreiten, auch nur kurz eine erschöpfende Darstellung der Kugellagerverwendung zu geben. Es möge genügen, an dieser Stelle auf einige Verwendungsmöglichkeiten hingewiesen zu haben. H. H.

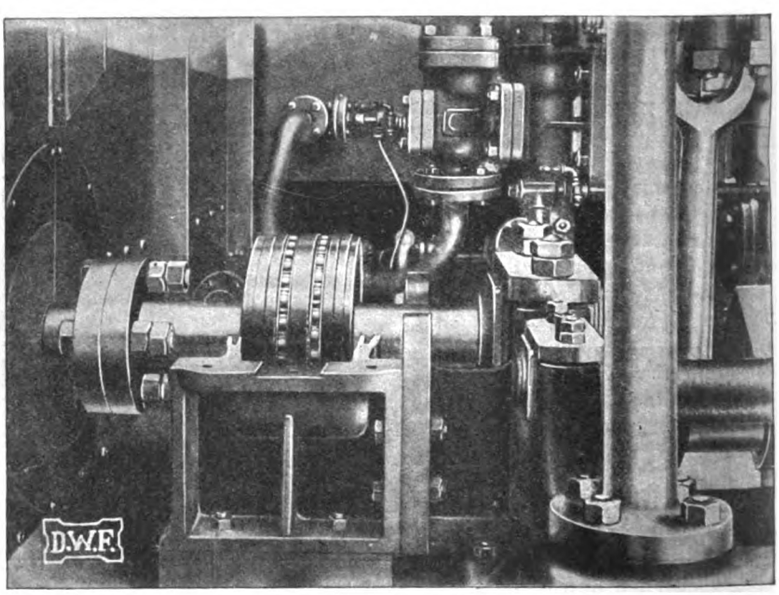


Fig. 85. Z. A.: Das Kugellager im Dienste der Schiffahrt.

Beitrag zur Berechnung der Ausflußgeschwindigkeit, der Ausflußmenge und der Durchmesser gerader und gekrümmter Rohrleitungen von kreisrundem Querschnitt.

Von **W. Schulz**, Ingenieur.

Mit Abbildungen, Fig. 88 u. 89.

Bei der Bewegung des Wassers durch gerade Rohrleitungen treten Widerstände auf, die hervorgerufen werden:

1. durch Adhäsion des Wassers an die Rohrwandungen,
2. durch Kohäsion der Wasserteile unter sich selbst,
3. durch die lebendige Kraft, welche dem fließenden Wasser durch die Unebenheiten der Rohrwandungen verloren geht.

Diese Widerstände werden mit hydraulischer Reibung bezeichnet.

Ist der Rohrquerschnitt ganz mit Wasser angefüllt, so haben die einzelnen Wasserschichten verschiedene Geschwindigkeiten, und zwar hat die mittelste Schicht (Wasserfaden in der Rohrachse) die größte und die äußerste (kreisförmige) Schicht, welche die Rohrwandung berührt, die kleinste Geschwindigkeit.

Die hydraulische Reibung wächst proportional mit dem Quadrat der Geschwindigkeit des Wassers, sie vermehrt sich in einer Rohrleitung von gleichbleibender Weite und konstanter Geschwindigkeit des Wassers verhältnismäßig mit der Länge der Leitung; sie ist ferner bei gleicher Geschwindigkeit des Wassers dem Verhältnis $\frac{L}{d}$ (der Länge zur Weite des Rohres) proportional, und bei größeren Geschwindigkeiten größer und bei kleineren Geschwindigkeiten kleiner.

Bezeichnet man mit h den Druckhöhenverlust für den Eintritt des Wassers in die Leitung, mit h_1 den Druckhöhenverlust für den übrigen Teil der Leitung (hydraulische Reibung), mit $\frac{v^2}{2 \cdot g}$ die Geschwindigkeitshöhe, welche der Ausflußgeschwindigkeit v des Wassers entspricht und mit H die Druckhöhe, dann ist:

$$H - (h + h_1) = \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 1)$$

oder:

$$H = \frac{v^2}{2 \cdot g} + h + h_1 \quad \ldots\ldots\ldots \quad 1a)$$

Nun erleidet aber das Wasser beim Eintritt in die Rohrleitung ebenfalls einen Widerstand. Es ist daher die Geschwindigkeitshöhe mit dem Koeffizienten ξ_e dieses Widerstandes zu multiplizieren, folglich ist: $h = \xi_e \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}$, worin g die Beschleunigung durch die Schwere = 9,81 ist.

Ferner ist noch der Druckhöhenverlust h_1, welcher durch die hydraulische Reibung hervorgerufen wird, mit in Rechnung zu stellen. Dieser Druckhöhenverlust ist ebenfalls proportional der Geschwindigkeitshöhe zu setzen, außerdem ist er aber noch abhängig von dem Quotienten $\frac{L}{d} = \frac{\text{Länge}}{\text{Durchmesser}}$ und dem Reibungskoeffizienten ξ_r, folglich ist: $h_1 = \xi_r \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}$.

Setzt man nun in Gleichung 1a die für h und h_1 ermittelten Werte ein, so ergibt sich:

$$H = \frac{v^2}{2 \cdot g} + \xi_e \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} + \xi_r \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad \ldots \quad 2)$$

oder: $$H = \left(1 + \xi_e + \xi_r \cdot \frac{L}{d}\right) \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad \ldots\ldots\ldots 2a)$$

Nunmehr ergibt sich die Ausflußgeschwindigkeit:

$$v = \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot H}{1 + \xi_e + \xi_r \cdot \frac{L}{d}}}$$

oder: $$v = \sqrt{2 \cdot g} \cdot \sqrt{\frac{H}{1 + \xi_e + \xi_r \cdot \frac{L}{d}}} \quad \ldots\ldots 3)$$

Die Ausflußmenge ist aber: $Q = q \cdot v \quad \ldots\ldots 4)$

worin q die Querschnittsfläche des Rohres $= \frac{\pi \cdot d^2}{4}$ und v = die Ausflußgeschwindigkeit bezw. mittlere Geschwindigkeit ist, folglich ergibt sich:

$$Q = q \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot H}{1 + \xi_e + \xi_r \cdot \frac{L}{d}}}$$

oder: $$Q = q \cdot \sqrt{2 \cdot g} \cdot \sqrt{\frac{H}{1 + \xi_e + \xi_r \cdot \frac{L}{d}}} \quad \ldots\ldots 5)$$

Nach Gleichung 3 ergibt sich aber die Ausflußgeschwindigkeit:

$$v = \frac{q}{Q}$$

oder: $$v = \frac{4 \cdot Q}{d^2 \cdot \pi} \quad \ldots\ldots 6)$$

Die praktische Anwendung der Formeln zeigen folgende **Beispiele.**

I. Eine 3000 m lange, gerade und horizontale Rohrleitung mündet in freier Luft und wird von einem Reservoir R mit Wasser gespeist. Der Wasserstand im Reservoir ist unveränderlich, infolgedessen ist die Druckhöhe H = 4,0 m (Höhendifferenz zwischen dem Wasserspiegel S des Abflußbehälters R und der Achse der Rohrleitung). Der Durchmesser d der Rohrleitung beträgt 15 cm (Fig. 88, Skz. 1). Es soll ermittelt werden, wie groß die Ausflußgeschwindigkeit und die Ausflußmenge ist.

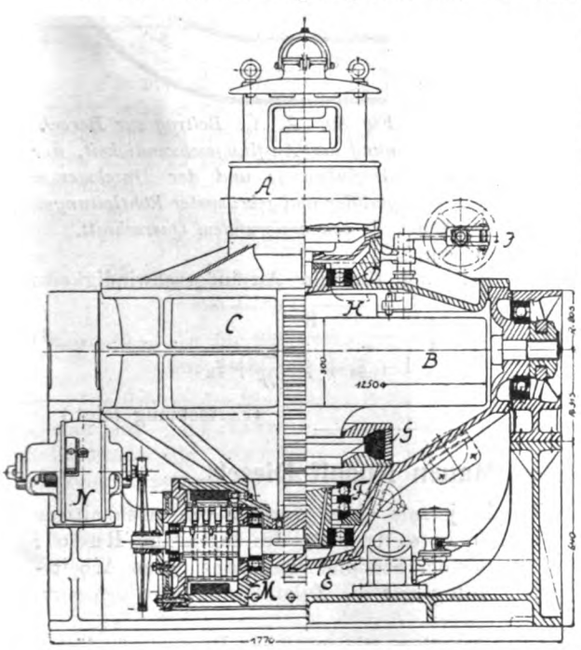


Fig. 86. Z. A.: Das Kugellager im Dienste der Schiffahrt.

1. Die Ausflußgeschwindigkeit in der Sekunde ergibt sich nach Formel 3:

$$v = \sqrt{2 \cdot 9{,}81} \cdot \sqrt{\frac{4{,}0}{1 + \xi_e + \xi_r \cdot \frac{3000}{0{,}15}}}$$

Bei langen Rohrleitungen ist ξ_e gegenüber ξ_r sehr klein, weshalb ξ_e vernachlässigt werden kann.

Nach den Weisbachschen Gesetzen berechnet sich der Reibungskoeffizient ξ_r aus der empirischen Formel:

$$\xi_r = 0{,}01439 + \frac{0{,}0094711}{\sqrt{v}}$$

oder für v den Zahlenwert eingesetzt:

$$\xi_r = 0{,}01439 + \frac{0{,}0094711}{\sqrt{0{,}3596}} = 0{,}0303 = \frac{1}{33}.$$

Es soll deshalb für $\xi_e = 0$ und für $\xi_r = \frac{1}{33}$ gesetzt werden.

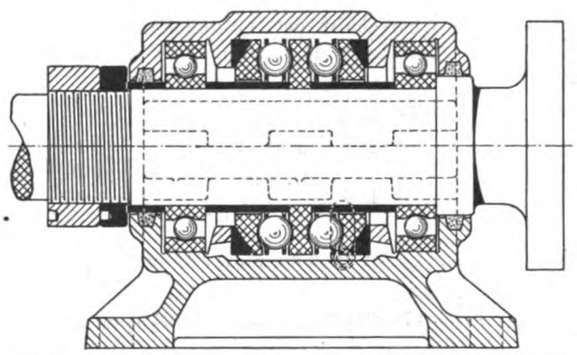


Fig. 87. Z. A.: Das Kugellager im Dienste der Schiffahrt.

Folglich ergibt sich:

$$v = \sqrt{2 \cdot 9{,}81} \cdot \sqrt{\frac{4}{1 + \frac{1 \cdot 3000}{33 \cdot 0{,}15}}} = 0{,}3596 \text{ m/Sek.}$$

2. Die Ausflußmenge in der Sekunde ergibt sich nach Formel 4:

$Q = q \cdot v$, worin $q = \frac{\pi \cdot 15^2}{4} = 7{,}5^2 \cdot \pi$ ist, oder $q = 7{,}5^2 \cdot 3{,}14$ $= 176{,}63$ qcm und demnach:

$$Q = 176{,}63 \cdot 35{,}96 = 6351{,}615 \text{ ccm/Sek.},$$

oder in der Stunde:

$Q = 6351{,}615 \cdot 3600 = 22\,865\,844$ ccm $= 22{,}87$, rd. 23,0 cbm.

Wird nun die Ausflußmenge nach Formel 5 und die Ausflußgeschwindigkeit nach Formel 6 berechnet, dann ergibt sich in der Sekunde für:

$$Q = 0{,}017\,663 \cdot \sqrt{2 \cdot 9{,}81} \cdot \sqrt{\frac{4}{1 + \frac{1 \cdot 3000}{33 \cdot 0{,}15}}}$$

$$= 0{,}006\,351\,615 \text{ m/Sek.},$$

oder in der Stunde:

$$Q = 0{,}006\,351\,615 \cdot 3600 = 22{,}87, \text{ rd. } 23{,}0 \text{ cbm}$$

und für: $$v = \frac{0{,}006\,351\,615}{0{,}017\,663} = 0{,}3596 \text{ m/Sek.}$$

Da sich für Q und v genau dieselben Resultate ergeben, wie vorher berechnet, so ist es ganz gleich, ob man die eine oder die andere Formel anwendet.

II. Mündet die Leitung unter Wasser in einem Behälter R_1, so ergeben sich für Q und v folgende Werte: Sind die Wasserspiegel S und S_1 der beiden Behälter unveränderlich, so ist in dem Falle die Druckhöhe die Höhendifferenz zwischen dem Wasserspiegel S des Ausflußbehälters R und dem Wasserspiegel S_1 des Zuflußbehälters R_1. Die Druckhöhe H beträgt 3,0 (Fig. 88, Skz. 2).

Für ξ_e kann auch hier 0 und für $\xi_r = \frac{1}{33}$ gesetzt werden.

Dann ergibt sich:

1. Die Ausflußgeschwindigkeit nach Formel 3:

$$v = \sqrt{2 \cdot 9{,}81} \cdot \sqrt{\frac{3{,}0}{1 + \frac{1 \cdot 3000}{33 \cdot 0{,}15}}} = 0{,}3114 \text{ m/Sek.}$$

2. Die Ausflußmenge nach Formel 4:

$$Q = 176{,}63 \cdot 31{,}14 = 5400{,}258 \text{ ccm/Sek.}$$

oder in der Stunde:

$$Q = 5400{,}258 \cdot 3600 = 19\,440\,928 \text{ ccm} = 19{,}44 \text{ cbm.}$$

III. Ist der Querschnitt der Ausflußöffnung nur $^1/_2$ mal so groß als der Querschnitt der Leitung und ist das Mündungsrohr (Mundstück) so gestaltet (etwa wie Fig. 89, Skz. 1 zeigt), daß beim Austritt des Wassers keine Kontraktion stattfindet, so ist in Formel 3 (für die Ausflußgeschwindigkeit) der Wert $\frac{v}{m}$ zu substituieren, d. h. es ist:

$$v = \sqrt{2 \cdot g} \cdot \sqrt{\frac{H}{1 + \frac{\xi_e}{m^2} + \frac{\xi_r}{m^2} \cdot \frac{L}{d}}} \quad \ldots \quad 7)$$

Da aber der Querschnitt der Ausflußöffnung nur $^1/_2$ mal so groß ist als der Querschnitt der Leitung, so ist für $m = 2$ zu setzen.

Dann ergibt sich:

$$v = \sqrt{2 \cdot 9{,}81} \cdot \sqrt{\frac{4{,}0}{1 + \frac{1 \cdot 3000}{33 \cdot 2^2 \cdot 0{,}15}}} = 0{,}7175 \text{ m/Sek.}$$

Die Ausflußmenge ist in dem Falle: $Q = \frac{1}{2} q \cdot v$

oder: $Q = \frac{1}{2} \cdot 176{,}63 \cdot 71{,}75 = 6336{,}601$ ccm/Sek.

oder in der Stunde:

$Q = 6336{,}601 \cdot 3600 = 22811764$ ccm $= 22{,}81$, rd. 23,0 cbm.

IV. Soll die Leitung in der Stunde anstatt 23,0 cbm nur 10,0 cbm Wasser abgeben und kann die Wasserabgabe durch einen Schieber reguliert werden, so ist zu ermitteln, wie der Schieber eingestellt werden muß, bezw. wie groß t sein muß *).

Die Geschwindigkeiten stehen in dem Verhältnis 23 : 10. Demnach ist die Geschwindigkeit für die größere Ausflußmenge (23 cbm) $\frac{23}{10}$ mal so groß als bei der kleineren Ausflußmenge (10 cbm). Die Ausflußmengen sind aber den Quadratwurzeln der Ausflußgeschwindigkeiten proportional. Daher verhält sich, wenn man bei den verschiedenen Druckhöhen H und H_1, die zugehörigen Geschwindigkeiten mit v und v_1 und die zugehörigen Ausflußmengen mit Q und Q_1 bezeichnet.

$$Q : Q_1 = \sqrt{H} : \sqrt{H_1}$$

oder: $Q : Q_1 = v : v_1$

oder: $H : H_1 = 529 : 100.$

Die Geschwindigkeitshöhe ist daher bei der größeren Ausflußmenge auch $\frac{529}{100}$ mal so groß als bei der kleineren; infolgedessen wird auch durch den Schieber ein Widerstand hervorgerufen, dessen Koeffizient:

$$\xi_s = \frac{529}{100} - \frac{100}{100} = \frac{429}{100} = 4{,}29.$$

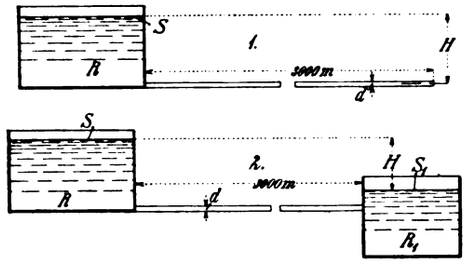


Fig. 88. Z. A.: Beitrag zur Berechnung der Ausflußgeschwindigkeit, der Ausflußmenge und der Durchmesser gerader und gekrümmter Rohrleitungen von kreisrundem Querschnitt.

Nach den Weisbachschen Gesetzen entspricht eine Stellhöhe des Schiebers von $\frac{4}{8} = 0{,}5$ einem Widerstandskoeffizienten von $\xi_s' = 2{,}06$ und eine Stellhöhe von $\frac{5}{8} = 0{,}625$ einem Widerstandskoeffizienten $\xi_s'' = 5{,}52$ (siehe Tabelle 4, Heft 22, Seite 40).

Der Wert des Widerstandskoeffizienten $\xi_s = 4{,}29$ ist kleiner als $\xi_s'' = 5{,}52$ und größer als $\xi_s' = 2{,}06$. Folglich muß auch der Wert der Stellhöhe des Schiebers für ξ_s kleiner sein als 0,625 und größer als 0,500.

Es ergibt sich daher die Stellhöhe des Schiebers für den Widerstandskoeffizienten ξ_s:

$$s = 4 + \frac{4{,}29 - 0{,}5}{\frac{5{,}52 - 0{,}5}{8}} = \frac{4{,}755}{8} = 0{,}594.$$

Nun ist aber: $\cos \frac{1}{2}\alpha = \frac{t}{2\frac{\vartheta}{2}} = 1 - s,$

oder: $\frac{t}{2\frac{\vartheta}{2}} = 1 - 0{,}594 = 0{,}406.$

Folglich ist: $t = 2\frac{\vartheta}{2} \cdot 0{,}406 = 15 \cdot 0{,}406 = 6{,}09$ cm.

A. Gekrümmte Rohrleitungen mit Knieröhren.

Im allgemeinen bezeichnet man bei gekrümmten Rohrleitungen mit Knierohren den Winkel a b c mit Ablenkungs-, Biegungs- oder Krümmungswinkel und den Winkel a b d = e b f mit Brikol-, Anprallungs- oder Reflektionswinkel. Den Anprallungswinkel erhält man, wenn durch den Schnittpunkt b der beiden Rohrschenkelachsen die zugehörige Kreistangente f d gelegt wird (Fig. 89, Skz. 2).

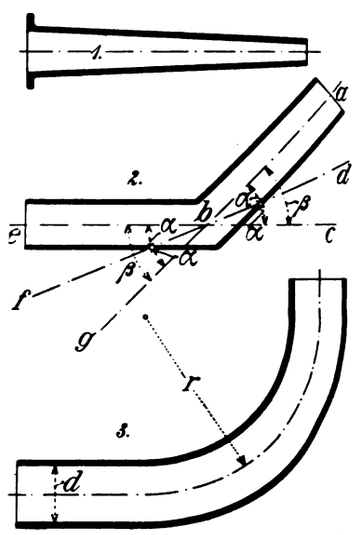


Fig. 89. Z. A.: Beitrag zur Berechnung der Ausflußgeschwindigkeit, der Ausflußmenge und der Durchmesser gerader und gekrümmter Rohrleitungen von kreisrundem Querschnitt.

Außer den Widerständen bei geraden Rohrleitungen, kommt bei gekrümmten noch der Druckhöhenverlust h_z bezw. der Widerstand des Wassers, welcher durch die Krümmungen erzeugt wird, dessen Widerstandskoeffizienten mit ξ_k bezeichnet werden soll, in Betracht, d. h.:

$$h_z = \xi_k \cdot \frac{v^2}{2g}.$$

Setzt man nun diesen Wert in Gleichung 3 ein, so ergibt sich die Gleichung für die Ausflußgeschwindigkeit:

$$v = \sqrt{2g} \cdot \sqrt{\frac{H}{1 + \xi_e + \xi_r \cdot \frac{L}{\vartheta} + \xi_k}} \quad \ldots \quad 8)$$

(Fortsetzung folgt.)

Den Manen Rudolf Diesels.

Wenn die Technik jemals einen Verlust von nachhaltiger Wirkung erlitten hat, so ist es derjenige des Ingenieurs Rudolf Diesel. Ist doch dieser der Schöpfer eines ganz neuen Arbeitsprinzipes, dessen Bedeutung erst die Zukunft voll wird ermessen können.

Seit Jahrzehnten bemühen wir uns, das Problem zu lösen, aus dem Brennstoff unmittelbar Kraft zu erzeugen, und nur Diesel ist es bis heute vergönnt gewesen, einen brauchbaren Baustein zur Lösung dieser Frage heranzuschaffen. In der Dieselmaschine haben wir den ersten Versuch, aus flüssigem Brennstoff unmittelbar Kraft zu gewinnen, vor uns. Und wenn auch Diesel mehr der geistige Urheber seiner Maschine geblieben ist, während wir deren praktische Ausgestaltung in der Hauptsache Krupp und dem seinerzeitigen Direktor der M. A. N. zu verdanken haben, so gebührt Diesel doch eben das Verdienst, die epochemachende Entdeckung selbst gemacht zu haben.

Eine Ehrenpflicht der Technik ist es also, seinen Namen hochzuhalten.

D. Red.

*) Vgl. Fig. 67 der Abhandlung „Reguliervorrichtungen in zylindrischen Rohrleitungen", Heft 19, Seite 35.

Dezember 1913.

Triebwerke und Maschinen-Elemente

Branchen-Ausgabe V des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur".

Schriftleitung: Ingenieur F. Wilcke, Leipzig.

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Graphische Ermittlung der Teilung von Zahnrädern.

Von Ingenieur **O. Riwosch** in **St. Petersburg.**

Mit Abbildung, Fig. 90.

Die Zahnteilung t bestimmt sich aus der Formel:

$$t = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{450}{b \cdot c \cdot z} \cdot \frac{N}{n}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

worin bedeuten:

N die zu übertragenden Pferdestärken,

n die Anzahl der Umdrehungen des großen Rades in der Minute,

z die Zähnezahl des großen Rades,

b das Verhältnis der Zahnbreite zur Teilung.

(Es ist: b = 2 für Krafträder, = 2—3 für gewöhnliche Triebwerksräder, = 3—5 für Räder, die große Mengen mechanischer Arbeit übertragen).

c den zulässigen Flächendruck.

Für normale Arbeitsräder wird c mit Rücksicht auf die Abnützung (bei n bis zu 250) angenommen:

$c = 20 - \sqrt{n}$ für Räder aus Gußeisen,

$c = 25 - \sqrt{n}$ für Räder aus Rotguß

$c = 35 - \sqrt{n}$ für Räder aus Stahlguß.

Die Kurven der Fig. 90 sind für gußeiserne Zahnräder in folgender Weise zusammengestellt:

Aus Gleichung (1) ermittelt sich z. B. für

$N = 10$ und $bz = 1$

die Teilung t_1 zu:

$$t_1 = 10 \sqrt[3]{\frac{4500}{cn}};$$

$$t_1^3 = \frac{4\,500\,000}{cn} \quad (2)$$

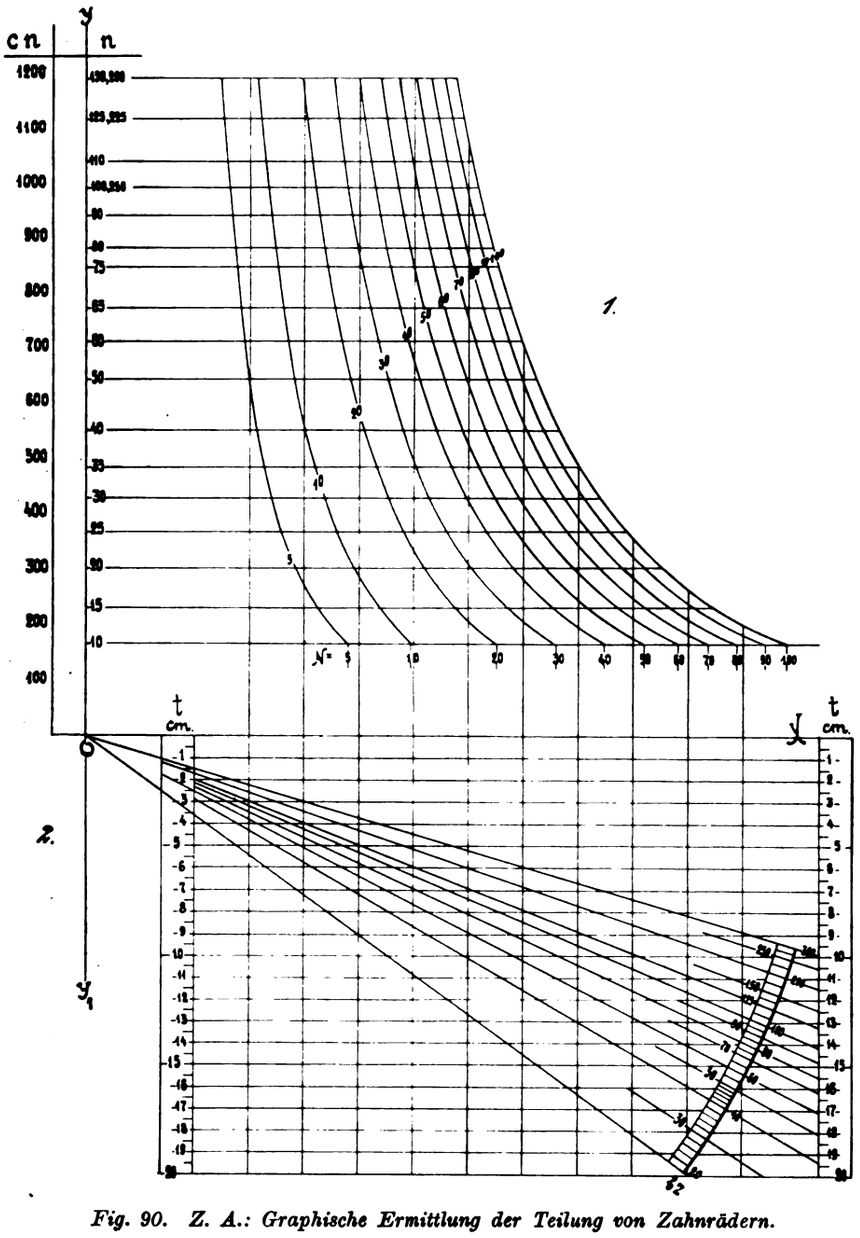


Fig. 90. Z. A.: Graphische Ermittlung der Teilung von Zahnrädern.

Die Gleichung (2) ist im Koordinatensystem YOX, Fig. 90 durch die Kurve 10 — 10 dargestellt.

Die Werte von $cn = n\,(20 - \sqrt{n})$ sind auf der Y-Achse aufgetragen; die Abszissen der Kurve stellen die sich ergebenden Werte von t_1 dar.

Die übrigen Kurven für N = 5, 15, 20 .... 100 sind auf dieselbe Weise ermittelt worden.

Um cn nicht jedes Mal rechnerisch bestimmen zu müssen, ist die Tourenzahl n auf der Y-Achse an den betreffenden Stellen (in runden Zahlen) angegeben. Die Kurven bieten die Möglichkeit, für gegebene N, n und $b \cdot z = 1$ die Teilung t_1 graphisch zu ermitteln.

(Für die Tourenzahl n als Ordinate, wird die betreffende Abszisse der N-Kurve entnommen, die t_1 in cm angibt).

Um nun die erforderliche Teilung t für andere Werte von bz aus den Kurven zu bestimmen, ist es nötig die vorhandenen Werte von t_1 im Verhältnis $i = \sqrt[3]{\frac{1}{c \cdot z}}$ zu vermeiden, so daß $t = t_1 \cdot \frac{1}{i}$ wird.

Diese Gleichung stellt eine durch den Koordinatenpol gehende Gerade dar.

Im Koordinatensystem $Y_1 OX$ der Fig. 90 sind diese Geraden angegeben; den Neigungen $\frac{1}{i}$ entsprechend, ist der Bogen mit Teilungen versehen, welche die Richtung der Geraden bestimmen.

Die Ordinaten der Geraden geben unmittelbar die Werte von t für N, n und bz an.

Um aus den Kurven die erforderliche Teilung t zu bestimmen, nimmt man den Wert $bz = (2 - 5)\,z$ an, bestimmt die Teilung t_1, wie oben erläutert und für diese als Abszisse die entsprechende Ordinate der Geraden, welche durch die Bogenteilung bz hindurchgeht. Die Ordinate gibt t in cm an.

Um aus den Kurven der Skz. 1 u. 2 die Teilung t für Zahnräder aus Rotguß und Stahlguß zu ermitteln, muß man zuerst die Werte von cn bestimmen.

cn — für Räder aus Rotguß $= n\,(25 - \sqrt{n})$

cn — „ „ „ Stahlguß $= n\,(35 - \sqrt{n})$

Für die betreffende N-Kurve und Ordinate cn erhält man die Abszisse t_1 und mit dieser die Ordinate t_1 wie oben erwähnt.

Beispiel.

Ein gußeisernes Räderpaar mit der Übersetzung 1 : 3 und mit den Zähnezahlen $z_1 = 20_1$ und $z_2 = 60$ soll bei $n = 50$ des großen Rades $N = 30$ Pferdekräfte übertragen. Welche Teilung t muß das Räderpaar bei einer Zahnbreite $b = 2{,}5 \cdot t$ erhalten?

a) Aus der Tafel ergibt sich:

(Wir legen der Berechnung das größere Rad zugrunde),

$$b \cdot z_2 = 2{,}5 \cdot 60 = 150; \quad t = 5{,}1 \text{ cm}.$$

b) Durch Berechnung erhält man:

$$t = 10 \sqrt[3]{\frac{450}{b \cdot c \cdot z} \cdot \frac{N}{n}}$$

$$c = 20 - \sqrt{n} = 20 - \sqrt{50} = 20 - 7{,}07 = \sim 13{,}0 \text{ kg/cm}^2$$

$$t = 10 \sqrt[3]{\frac{450}{2{,}5 \cdot 13 \cdot 60} \cdot \frac{30}{50}} = 5{,}16 \text{ cm}.$$

Beispiel 2. Welche Teilung t erhält ein Stirnrad von der Breite $2{,}5 \cdot t$ und der Zähnezahl $z = 80$, wenn es bei $n = 40$ Touren, $N = 50$ Pferdekräfte zu übertragen hat?

a) Aus der Tabelle:

wir bestimmen zuerst: $cn = n(35 - \sqrt{n}) = 40\,(35 - \sqrt{40}) = 1160$;

$$b \cdot z = 2{,}5 \cdot 80 = 200$$

$t = 4{,}5$ cm.

b) Durch Berechnung:

$$t = 10 \sqrt[3]{\frac{450}{b \cdot c \cdot z} \cdot \frac{N}{n}}; \quad c = 35 - \sqrt{n} = 35 - \sqrt{40} = \sim 29 \text{ kg/qcm}.$$

$$t = 10 \sqrt{\frac{450}{2{,}5 \cdot 29 \cdot 80} \cdot \frac{50}{40}} = 4{,}59 \text{ cm}.$$

Beitrag zur Berechnung der Ausflußgeschwindigkeit, der Ausflußmenge und der Durchmesser gerader und gekrümmter Rohrleitungen von kreisrundem Querschnitt.

Von **W. Schulz**, Ingenieur.

Mit Abbildung, Fig. 91.

(Fortsetzung und Schluß aus Heft 24.)

Beispiel V. Besitzt die Leitung sechs Krümmungen (Knierohre) mit den Biegungswinkeln $\beta_1 = 86^0$, $\beta_2 = 90^0$, $\beta_3 = 100^0$, $\beta_4 = 110^0$, $\beta_5 = 80^0$, $\beta_6 = 130^0$ (Fig. 91, Skz. 1), so ergeben sich die zugehörigen Anprallungswinkel $\alpha = \frac{\beta}{2}$.

Demnach ist für:

$$\beta_1, \alpha_1 = \frac{86^0}{2} = 43^0; \quad \beta_2, \alpha_2 = \frac{90^0}{2} = 45^0; \quad \beta_3, \alpha_3 = \frac{100^0}{2} = 50^0;$$

$$\beta_4, \alpha_4 = \frac{110^0}{2} = 55^0; \quad \beta_5, \alpha_5 = \frac{80^0}{2} = 40^0;$$

$$\beta_6, \alpha_6 = \frac{130^0}{2} = 65^0.$$

Da der Widerstandskoeffizient ξ_k von den Anprallungswinkeln abhängig ist, so berechnet sich ξ_k für jeden Anprallungswinkel nach den Weisbachschen Gesetzen:

$$\xi_k = 0{,}9457 \cdot \sin^2 \alpha + 2{,}047 \cdot \sin^4 \alpha.$$

Folglich ergibt sich für:

$\alpha_1 = 43^0$, $\xi_{k_1} = 0{,}9457 \cdot 0{,}68200^2 + 2{,}047 \cdot 0{,}68200^4 = 0{,}886$

$\alpha_2 = 45^0$, $\xi_{k_2} = 0{,}9457 \cdot 0{,}70711^2 + 2{,}047 \cdot 0{,}70711^4 = 0{,}984$

$\alpha_3 = 50^0$, $\xi_{k_3} = 0{,}9457 \cdot 0{,}76604^2 + 2{,}047 \cdot 0{,}76604^4 = 1{,}260$

$\alpha_4 = 55^0$, $\xi_{k_4} = 0{,}9457 \cdot 0{,}81915^2 + 2{,}047 \cdot 0{,}81915^4 = 1{,}556$

$\alpha_5 = 40^0$, $\xi_{k_5} = 0{,}9457 \cdot 0{,}64279^2 + 2{,}047 \cdot 0{,}64279^4 = 0{,}740$

$\alpha_6 = 65^0$, $\xi_{k_6} = 0{,}9457 \cdot 0{,}90631^2 + 2{,}047 \cdot 0{,}90631^4 = 2{,}158$

$\Sigma \xi_k = \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots 7{,}584$

Daher ergibt sich:

1. Die Ausflußgeschwindigkeit nach Formel 8:

$$v = \sqrt{2 \cdot 9{,}81} \cdot \sqrt{\frac{4{,}0}{1 + \frac{1 \cdot 3000}{33 \cdot 0{,}15} + 7{,}584}} = 0{,}3572 \text{ m/Sek.}$$

2. Die Ausflußmenge nach Formel 4:

$$Q = 176{,}63 \cdot 35{,}75 = 6309{,}224 \text{ ccm/Sek.}$$

oder in der Stunde:

$$Q = 6309{,}224 \cdot 3600 = 22\,713\,206 \text{ ccm} = 22{,}71 \text{ cbm}.$$

B. Gekrümmte Rohrleitungen mit Kropfrohren.

Der Unterschied zwischen Knie- und Kropfrohren besteht darin, daß bei Knierohren scharfe Ecken in dem Rohr vorhanden sind, bei Kropfrohren dagegen sind die Ecken abgerundet; infolgedessen tritt bei Knierohren eine plötzliche und bei Kropfrohren eine allmähliche Bewegungsrichtung des Wassers ein. Daher sind auch die Widerstände, welche das Wasser beim Durchgang durch Kropfrohre hervorruft, kleiner als bei Knierohren.

Der Widerstandskoeffizient ξ_k des Krümmungswiderstandes ist bei Kopfrohren abhängig von dem Verhältnis $\frac{\vartheta}{2r}$ (des halben Rohrdurchmessers zum Krümmungsradius der Rohrachse) und berechnet sich nach den Weisbachschen Gesetzen (Fig. 89, Heft 24, Skz. 3) zu:

$$\xi_k = 0{,}131 + 1{,}847 \left(\frac{\vartheta}{2r}\right)^{3{,}5}$$

Beispiel VI. Hat die Leitung 8 Kröpfe (Fig. 91, Skz. 2) mit den Krümmungsradien:

$$r_1 = r_2 = 1{,}0 \text{ m}, \; r_3 = 1{,}5 \text{ m}, \; r_4 = r_5 = r_6 = 2{,}0 \text{ m}$$

und $$r_7 = r_8 = 2{,}5 \text{ m},$$

so ergeben sich die Widerstände ξ_k für:

$r_1 = r_2 = 1{,}0$, $\xi_{k_1} = \xi_{k_2} = 2\left[0{,}131 + 1{,}847\left(\frac{0{,}075}{1{,}0}\right)^{3{,}5}\right] = 2 \cdot 0{,}131 = 0{,}263$

$r_3 = 1{,}5$, $\xi_{k_3} = 0{,}131 + 1{,}847\left(\frac{0{,}075}{1{,}5}\right)^{3{,}5}\Big] = \quad \cdot \quad 0{,}131$

$r_4 = r_5 = r_6 = 2{,}0$, $\xi_{k_4} = \xi_{k_5} = \xi_{k_6} =$

$3\left[0{,}131 + 1{,}847\left(\frac{0{,}075}{2{,}0}\right)^{3{,}5}\right] = 3 \cdot 0{,}131 = 0{,}393$

$r_7 = r_8 = 2{,}5$, $\xi_{k_7} = \xi_{k_8} =$

$2\left[0{,}131 + 1{,}847\left(\frac{0{,}075}{2{,}5}\right)^{3{,}5}\right] = 2 \cdot 0{,}131 = 0{,}263$

$\Sigma \xi_k = \quad \cdot \quad \cdot \quad \cdot \quad \cdot \quad \cdot \quad 1{,}050$

Demnach ergibt sich:

1. Die Ausflußgeschwindigkeit nach Formel 8:

$$v = \sqrt{2 \cdot 9{,}81} \cdot \sqrt{\frac{4{,}0}{1 + \frac{1 \cdot 3000}{33 \cdot 0{,}15} + 1{,}050}} = 0{,}3588 \text{ m/sec.}$$

2. Die Ausflußmenge nach Formel 4:

$$Q = 176{,}63 \cdot 35{,}88 = 6337{,}484 \text{ ccm/sec.}$$

oder in der Stunde:

$$Q = 6337{,}484 \cdot 3600 = 22\,814\,942 \text{ ccm} = 22{,}81 \text{ cbm}.$$

C) Berechnung der Durchmesser der Rohrleitungen:

Die Ausflußgeschwindigkeit ist nach Formel 3:

$$v = \sqrt{2 \cdot g} \cdot \sqrt{\frac{H}{1 + \xi_e + \xi_r \cdot \frac{L}{\vartheta}}}$$

oder nach Formel 6: $v = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot \vartheta^2}$

oder: $$\left(\frac{4\,Q}{\pi\cdot\vartheta^2}\right)^2 = 2\,g\cdot\frac{H}{1+\xi_e+\xi_r\cdot\frac{L}{\vartheta}}$$

und: $$1+\xi_e+\xi_r\cdot\frac{L}{\vartheta} = 2\,g\cdot H\left(\frac{\pi\cdot\vartheta^2}{4\,Q}\right)^2$$

oder: $$1+\xi_e+\xi_r\cdot\frac{L}{\vartheta} = 2\,g\cdot H\cdot\vartheta^5\left(\frac{\pi}{4\,Q}\right)^2$$

und demnach: $$\vartheta = \sqrt[5]{\frac{1+\xi_e\cdot\vartheta+\xi_r\cdot L}{2\,g\,H}\cdot\left(\frac{4\cdot Q}{\pi}\right)^2}$$

oder: $$\vartheta = 0{,}6075\sqrt[5]{1+\xi_e\cdot\vartheta+\xi_r\cdot L\cdot\frac{Q^2}{H}} \quad \ldots \quad 9)$$

oder die Zahlenwerte aus Beispiel I eingesetzt:

$$\vartheta = 0{,}6075\sqrt[5]{1\cdot\vartheta+0{,}0303\cdot 3000\cdot\frac{0{,}006352^2}{4}}$$

oder: $$\vartheta + 0{,}6075\sqrt[5]{0{,}0000403479\cdot\vartheta+0{,}0022717381}.$$

Es ist nun leicht zu ersehen, daß die Multiplikation mit dem unter dem Wurzelzeichen stehenden ϑ nur einen unbedeutenden Einfluß auf das Resultat für den Durchmesser ausüben kann, infolgedessen soll für dieses $\vartheta = 0$ gesetzt werden.

Demnach ergibt sich:

$$\vartheta = 0{,}6075\sqrt[5]{0{,}0022717381} = 0{,}14997\text{ m} = \text{rd. } 15\text{ cm}.$$

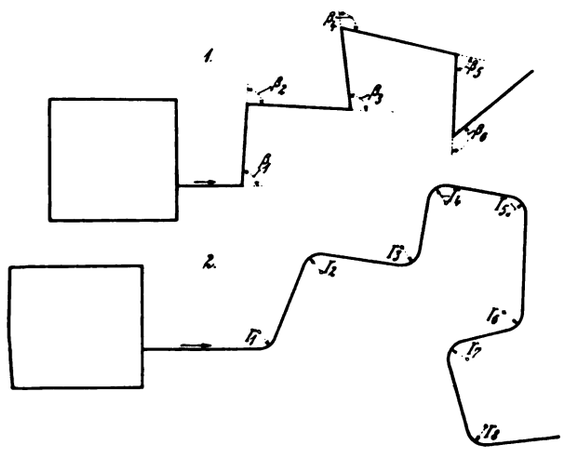


Fig. 91. Z. A.: Beitrag zur Berechnung der Ausflußgeschwindigkeit, der Ausflußmenge und der Durchmesser gerader und gekrümmter Rohrleitungen von kreisrundem Querschnitt.

Im allgemeinen kann die Formel 9 nur als Näherungsformel Anwendung finden, weil in derselben die Unbekannte ϑ vorkommt.

Man muß, um ganz genaue Werte für ϑ zu bekommen, den Wert $1+\xi_k$ vernachlässigen und für $\xi_r = 0{,}0300 = \frac{1}{33}$ setzen.

Dann ergibt sich: $$H = \xi_r\cdot\frac{L}{\vartheta}\cdot\frac{v^2}{2\,g} \quad \ldots \quad 10)$$

und $$v = \sqrt{\frac{2\,g\cdot H\cdot\vartheta}{\xi_r\cdot L}}$$

Nun ist aber v auch $\frac{4\cdot Q}{\pi\cdot\vartheta^2}$, folglich ist auch:

$$\frac{4\cdot Q}{\pi\cdot\vartheta^2} = \sqrt{\frac{2\,g\cdot H\cdot\vartheta}{\xi_r\cdot L}}$$

oder: $$\left(\frac{4\cdot Q}{\pi\cdot\vartheta^2}\right)^2 = \frac{2\,g\cdot H\cdot\vartheta}{\xi_r\cdot L}$$

oder: $$\left(\frac{4\cdot Q}{\pi}\right)^2 = \frac{2\,g\cdot H\cdot\vartheta^5}{\xi_r\cdot L}$$

und demnach: $$\vartheta = \sqrt[5]{\left(\frac{4\cdot Q}{\pi}\right)^2\cdot\xi_r\cdot\frac{2\,g\cdot H}{L}}$$

oder: $$\vartheta = 0{,}302\sqrt[5]{\frac{Q^2\cdot L}{H}} \quad \ldots \quad 11)$$

Um Formel 11 zu bekommen kann man auch auf folgende Art und Weise vorgehen.

Nach Formel 6 erhält man für:

$$v^2 = \frac{16\cdot Q^2}{\pi^2\cdot\vartheta^2}.$$

Wird dieser Wert in Formel 10 eingesetzt, dann ergibt sich:

$$H = \xi_r\cdot\frac{L}{\vartheta}\cdot\frac{16\cdot Q^2}{\pi^2\cdot\vartheta^2\cdot 2\,g}$$

oder: $$H = \xi_r\cdot\frac{L}{\vartheta}\cdot\frac{8\,Q^2}{\pi^2\cdot\vartheta^4\cdot g}$$

oder: $$H = \xi_r\cdot\frac{8}{\pi^2\,g}\cdot\frac{L\cdot Q^2}{\vartheta^5}$$

und demnach: $$\vartheta = \sqrt[5]{\frac{8\cdot\xi_r}{\pi^2\,g}\cdot\frac{L\cdot Q^2}{H}}$$

oder: $$\vartheta = 0{,}302\sqrt[5]{\frac{L\cdot Q^2}{H}} \quad \text{s. Formel 11)}$$

oder die Zahlenwerte eingesetzt:

$$\vartheta = 0{,}302\sqrt[5]{\frac{3000\cdot 0{,}006352^2}{4}} = 0{,}1499\text{ m} = \text{rd. } 15\text{ cm}.$$

Daß die Näherungsgleichung 9 in dem Falle ebenfalls ein genaues Resultat ergibt, ist darauf zurückzuführen, daß für den Widerstandskoeffizienten ξ_e (für lange Rohrleitungen) $= 0$ und für den Reibungskoeffizienten $\xi_r = 0{,}0303 = \frac{1}{33}$ (s. Berechnung für ξ_r Beispiel I) gesetzt worden ist. Bekommt man für besondere Fälle für ξ_e einen Wert und für ξ_r einen anderen Wert als 0,0303, so ergibt Formel 9 nur einen angenäherten (geringeren) Wert.

Berechnung des Durchmessers der Rohrleitung des Beispiels III.

Wird mit Q die Querschnittsfläche der Leitung, mit q_1 die Querschnittsfläche der Ausflußöffnung, mit v die Geschwindigkeit in der Leitung, mit v_1 die Ausflußgeschwindigkeit und mit ϑ_1 der Durchmesser der Ausflußöffnung bezeichnet, dann ergibt sich:

$$q_1 = \frac{\vartheta_1^2\cdot\pi}{4}.$$

Ferner ist in dem Falle der Ausflußkoeffizient μ zu berücksichtigen.

Dieser Ausflußkoeffizient μ ist das Produkt aus dem Kontraktions- und Geschwindigkeitskoeffizienten und muß, wenn er genau angegeben werden soll, durch Versuche bestimmt werden. Im allgemeinen kann erfahrungsgemäß μ zu 0,815 angenommen werden.

Es verhält sich:

$$q : q_1 = \vartheta^2 : \vartheta_1^2 \text{ oder es ist: } \vartheta^2\cdot v = \vartheta_1^2\cdot\mu\cdot v_1$$

oder: $$v_1 = \frac{\vartheta^2\cdot v}{\vartheta_1^2\cdot\mu} \quad \text{oder:} \quad v_1^2 = \frac{\vartheta^4\cdot v^2}{\vartheta_1^4\cdot\mu^2}$$

folglich ist die Geschwindigkeitshöhe: $h_0 = \frac{v_1^2}{2\,g}$

oder für v_1^2 den Wert eingesetzt:

$$h_0 = \frac{\vartheta^4\cdot\mu\cdot 2\cdot g}{\vartheta_1^4\cdot 0^2}.$$

Wird nun dieser Wert in Formel 9 eingesetzt, so ergibt sich:

$$H = \frac{\vartheta^4}{\vartheta_1^4\cdot\mu^2}\cdot\frac{v^2}{2\,g}+\xi_e\cdot\frac{v^2}{2\cdot g}+\xi_r\cdot\frac{L}{\vartheta}\cdot\frac{v^2}{2\,g},$$

da aber ξ_e vernachlässigt werden kann, so ist:

$$H = \left(\frac{\vartheta^4\cdot\mu^2}{\vartheta_1^4}+\xi_r\cdot\frac{L}{\vartheta}\right)\frac{v^2}{2\cdot g}$$

oder: $$v = \sqrt{2\cdot g\cdot\sqrt{\frac{H}{\frac{\vartheta^4}{\vartheta_1^4\cdot\mu^2}+\xi_r\cdot\frac{L}{\vartheta}}}}$$

oder: $$\frac{4\cdot Q}{\vartheta^4\cdot\pi} = \sqrt{2\cdot g\cdot\sqrt{\frac{H}{\frac{\vartheta^4}{\vartheta_1^4\cdot\mu}+\xi_r\cdot\frac{L}{\vartheta}}}}$$

oder: $$\frac{16 \cdot Q^2}{\vartheta^4 \cdot \pi^2} = \frac{2 \cdot g \cdot H}{\frac{\vartheta^4}{\vartheta_1^4 \cdot \mu} + \xi_r \cdot \frac{L}{\vartheta}}$$

oder: $$\frac{8 \cdot Q^2}{g \cdot \pi^2} = \frac{H \cdot \vartheta^4}{\frac{\vartheta^4}{\vartheta_1^4 \cdot \mu^2} + \xi_r \cdot \frac{L}{\vartheta}}$$

oder: $$H \cdot \vartheta^4 = \frac{8 \cdot Q^2}{g \cdot \pi^2}\left(\frac{\vartheta^4}{\vartheta_1^4 \cdot \mu^2} + \xi_r \cdot \frac{L}{\vartheta}\right),$$

da aber: $$\frac{8 \cdot Q^2}{g \cdot \pi^2} = \frac{8 \cdot Q^2}{9{,}81 \cdot 3{,}14^2} = 0{,}0826 \cdot Q^2 \text{ ist,}$$

so ist auch:

$$H \cdot \vartheta^4 = \frac{0{,}0826 \cdot Q^2 \cdot \vartheta^4}{\vartheta_1^4 \cdot \mu} + \frac{\frac{8 \cdot \xi_r}{\pi^2 \cdot g} \cdot Q^2 \cdot L}{\vartheta}$$

oder: $$\frac{8 \cdot \xi_r}{g \cdot \pi^2} \cdot Q^2 \cdot L = H \cdot \vartheta^5 - \frac{0{,}0826 \cdot Q^2 \cdot \vartheta^5}{\vartheta_1^4 \cdot \mu^2}$$

oder: $$\vartheta = \sqrt[5]{\frac{\frac{8 \cdot \xi_r}{g \cdot \pi^2} \cdot Q^2 \cdot L}{H - 0{,}0826 \cdot \frac{Q^2}{\vartheta_1^4 \cdot \mu^2}}}$$

Nun ist aber:

$$\frac{8 \cdot \xi_r}{g \cdot \pi^2} = \frac{0 \cdot 0{,}0303}{9{,}81 \cdot 3{,}14^2} = 0{,}002503,$$

folglich ergibt sich:

$$\vartheta = \sqrt[5]{\frac{0{,}002503 \cdot Q^2 \cdot L}{H - 0{,}0826 \cdot \frac{Q^2}{\vartheta_1^4 \cdot \mu^2}}}$$

oder: $$\vartheta = 0{,}302 \sqrt[5]{\frac{Q^2 \cdot L}{H - 0{,}0826 \cdot \frac{Q^2}{\vartheta_1^4 \cdot \mu^2}}}$$

Da aber $\mu = 0{,}815$ ist, so ergibt sich:

$$\vartheta = 0{,}302 \sqrt[5]{\frac{Q^2 \cdot L}{H - 0{,}124} \cdot \frac{Q^2}{\vartheta_1^4}}$$

oder die Zahlenwerte eingesetzt, wenn $\vartheta_1 = 7{,}5$ cm ist:

$$\vartheta = 0{,}302 \cdot \sqrt[5]{\frac{0{,}0063360^2 \cdot 3000}{4{,}0 - 0{,}124 \cdot \frac{0{,}0063360^2}{0{,}075^4}}} = \text{rd. } 15 \text{ cm.}$$

Kugellager contra Gleitlager.

Mit Abbildung, Fig. 92.

Um die weitesten technischen und industriellen Kreise mit den Vorzügen des Kugellagers hinsichtlich der Verminderung des Kraftverbrauches, der vereinfachten und verbilligten Schmierung und Wartung bekannt zu machen, entschlossen sich die Deutschen Waffen- und Munitionsfabriken zu Berlin zur Errichtung einer Demonstrationsanlage auf der vor kurzem geschlossenen Internationalen Baufach-Ausstellung in Leipzig.

Es handelte sich darum, zahlenmäßig festzustellen, wie hoch sich im Betrieb der Mehrkraftverbrauch einer Kugellager-Transmission gegenüber dem einer Gleitlager-Transmission stellt. Für die erstere wurden die normalen Transmissions-Kugellager der D. W.- u. M.-F. benutzt, während die letzteren in Ringschmierlagern einer bekannten deutschen Firma gelagert waren. Die Abbildung Fig. 92 zeigt die Anordnung der Demonstrationsanlage.

Die übereinander verlegten Wellen liefen in fünf Lagern und erhielten ihren Antrieb durch zwei Gleichstrommotoren von je 5 PS und 1440 Umdrehungen in der Minute. Die Stromspannung beträgt 440 Volt. Die Umdrehungszahl der Wellen wurden mit Hilfe eines Tachometers festgestellt, während der Kraftverbrauch durch Voltmeter und Ampèremeter gemessen wurde. Um die Transmissionen auch unter Belastung laufen lassen zu können, war eine Dynamo vorgesehen, die abwechselnd von der einen und der anderen Transmission angetrieben wurde.

Vom 1. bis 10. Oktober wurden Kraftverbrauchsmessungen derart vorgenommen, daß an drei verschiedenen Zeiten des Tages, und zwar morgens um ½10 Uhr, nachmittags ½2 Uhr und nachmittags ½6 Uhr die Angabe des Ampèremeters für die belasteten und unbelasteten Wellen sowohl der Kugellager- als auch der Gleitlager-Transmission gemessen wurde.

Es würde zu weit führen, die dabei aufgezeichneten Zahlen im einzelnen anzuführen. Es dürfte genügen, wenn die sich aus diesen Zahlen ergebenden Durchschnittswerte mitgeteilt werden.

Die Kugellager-Transmission verbrauchte unbelastet 2,9 Amp., im belasteten Zustande 10,7 Amp. — Für die Gleitlager-Transmission waren die entsprechenden Zahlen 3,9 bzw. 11,6 Amp. — Zur Nachprüfung dieser Zahlen wurde ein dreitägiger Dauerversuch durchgeführt. Es wurde dabei zunächst morgens ½10 Uhr der Kraftverbrauch eines jeden Motors mit und ohne Belastung festgestellt. Darauf liefen beide Motoren, mit ihren Transmissionen verbunden, ohne Belastung bis ¾1 Uhr durch, worauf ebenfalls der Kraftverbrauch festgestellt wurde. Nach dreiviertelstündiger Betriebspause wurde wieder jeder Motor mit und ohne Belastung gemessen. Darauf waren wieder beide Motoren, mit ihren Transmissionen verbunden, bis ½6 Uhr abends ohne Belastung im Betrieb. Zu dieser Zeit wurden wieder Messungen mit und ohne Belastung ausgeführt.

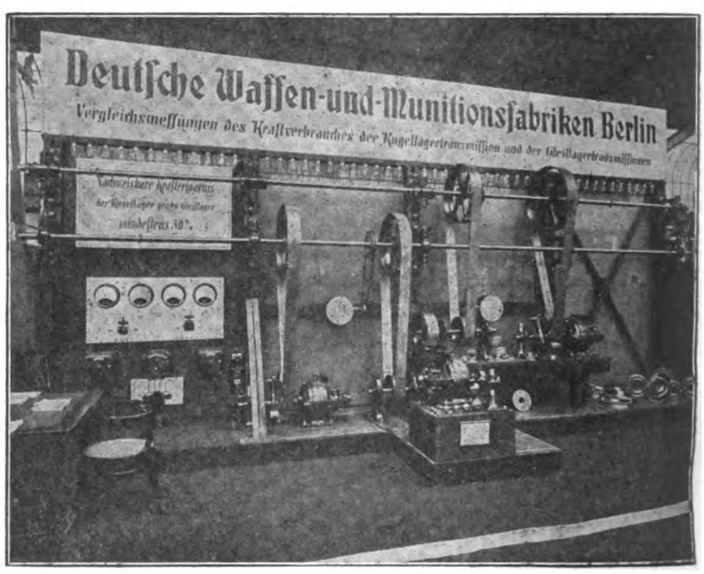


Fig. 92. Z. A.: Kugellager contra Gleitlager.

Die bei diesen Messungen erzielten Durchschnittswerte waren folgende:

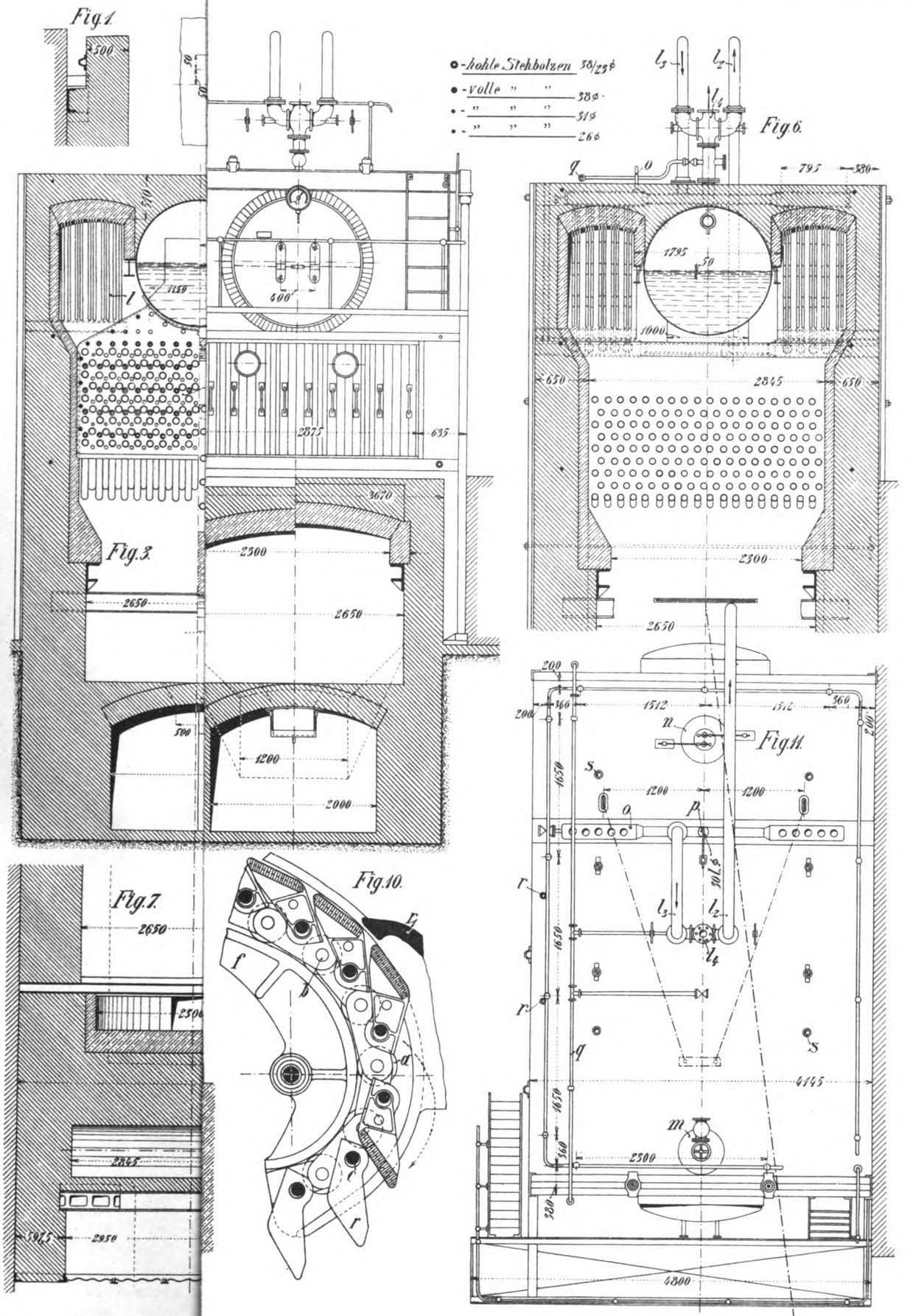
2,9 Amp. im unbelasteten, 10,7 Amp. im belasteten Zustande für die Kugellager-Transmission,

3,9 Amp. bzw. 11,6 Amp. für die Gleitlager-Transmission.

Aus den Zahlen ergibt sich also, daß der Kraftverbrauch der Kugellager-Transmission ein geringerer war als der der Gleitlager-Transmission.

Wenn man berücksichtigt, daß es sich hier, unter Einschluß des Vorgeleges, nur um sieben Lagerstellen handelt, so wird man leicht einsehen, welche Beträge sich bei ausgedehnten Transmissionsanlagen durch die Verwendung von Kugellagern ersparen lassen. Dabei werden in Fabriken die Transmissionen meist auch nicht einmal mit der Sorgfalt verlegt, wie es hier durchgeführt wurde. Schließlich spielt noch die Durchbiegung der Welle eine Rolle, die durch die Kugellager infolge ihrer selbsttätigen Einstellbarkeit ohne weiteres ausgeglichen wird.

Wenn man dazu noch berücksichtigt, daß der Schmiermittelverbrauch des Kugellagers nur etwa ein Fünfzehntel desjenigen des Gleitlagers beträgt, und daß die Wartung und Instandhaltung einfacher ist, so steht die technische sowohl als auch die wirtschaftliche Überlegenheit der Kugellager-Transmission über die Gleitlager-Transmission außer Frage.



Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

Fig. 1.

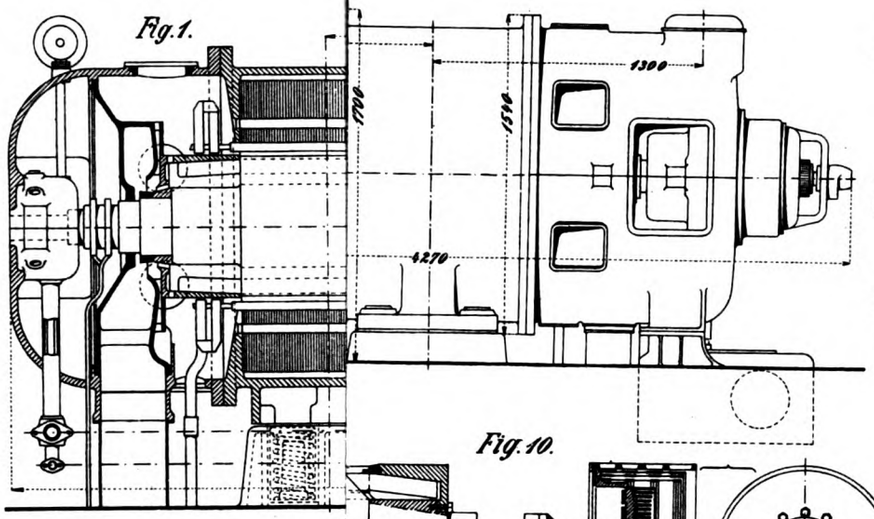


Fig. 3.

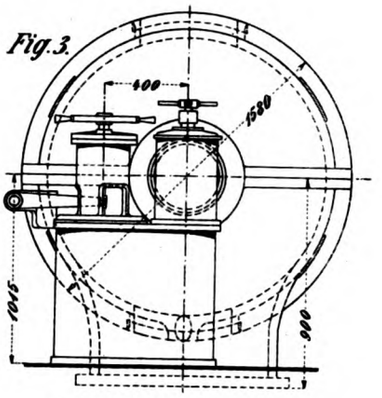


Fig. 10.

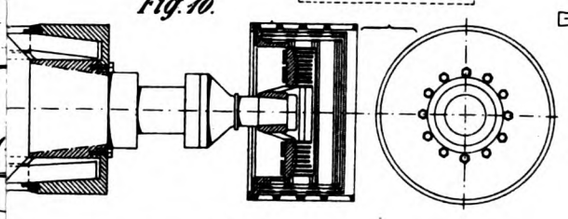


Fig. 11.

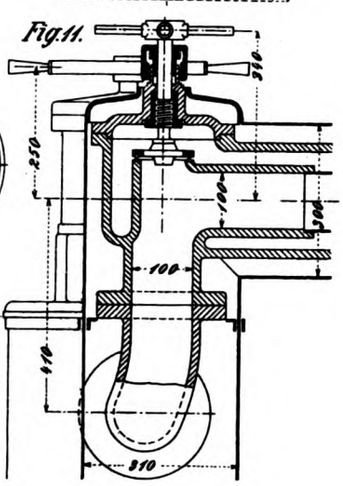
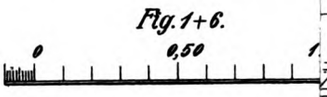


Fig. 1+6.



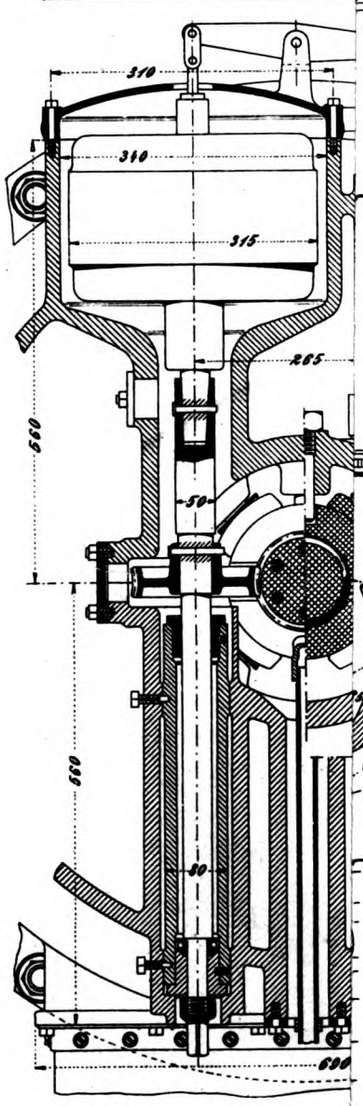


Fig. 12.

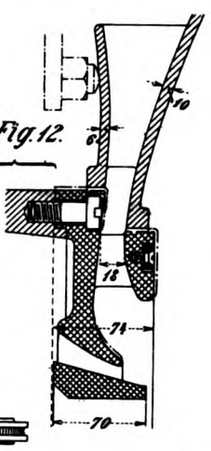


Fig. 13.

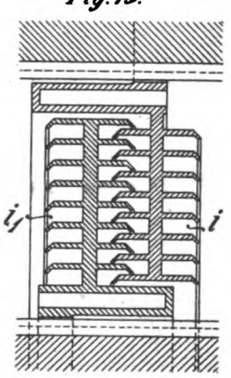


Fig. 18.

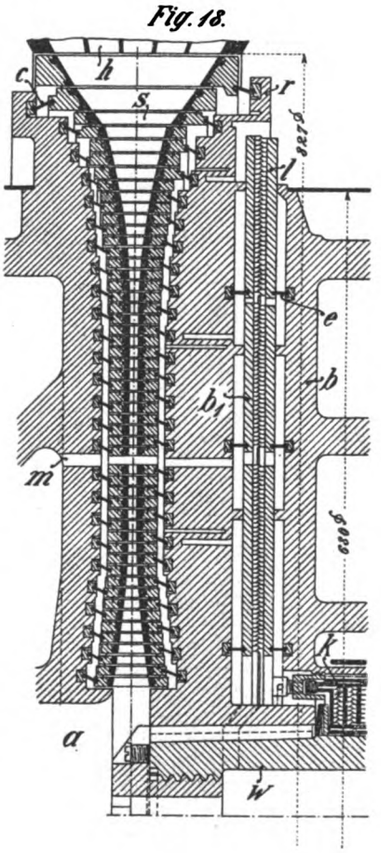
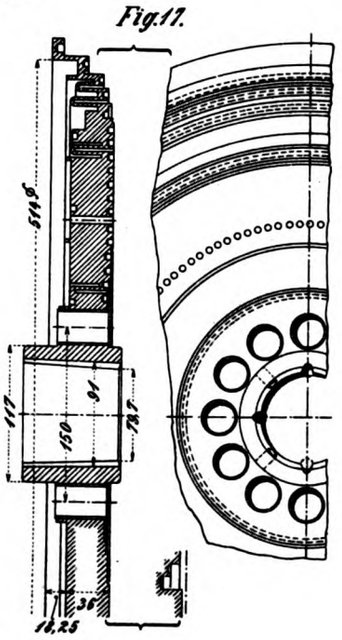


Fig. 17.



Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

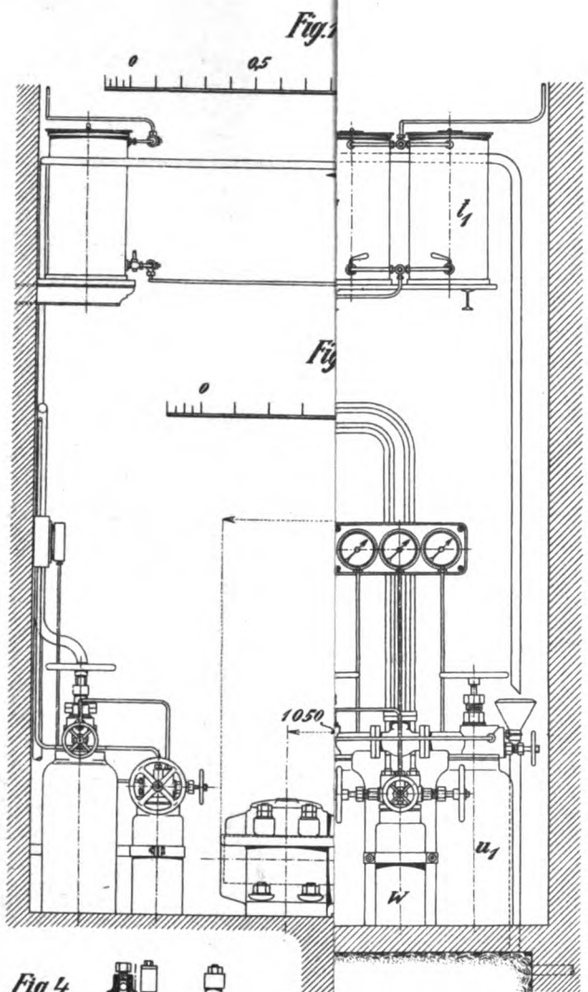


Fig.10.

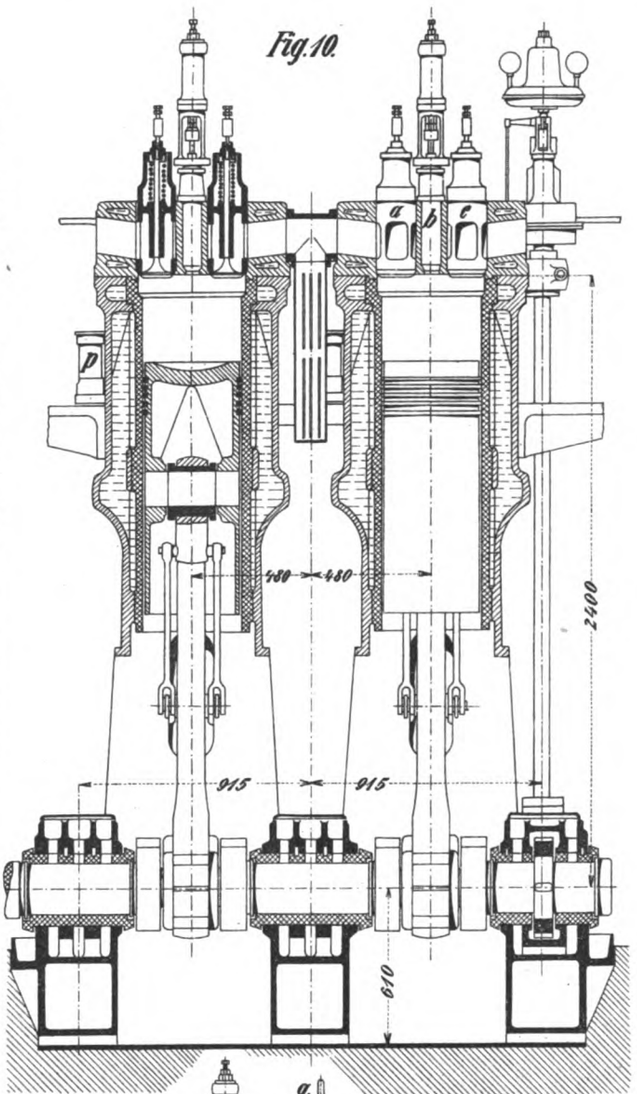


Fig.4.

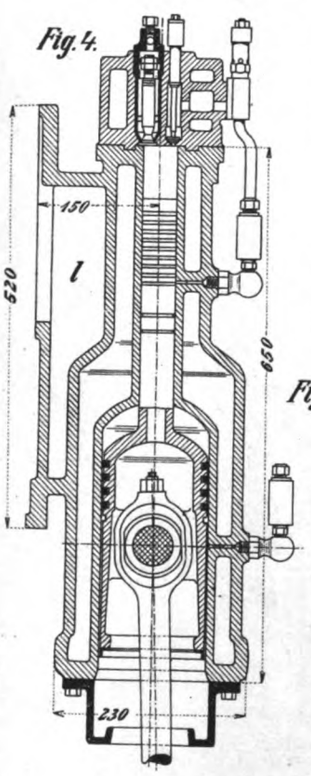


Fig.9.

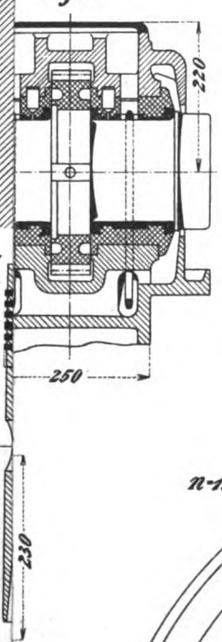
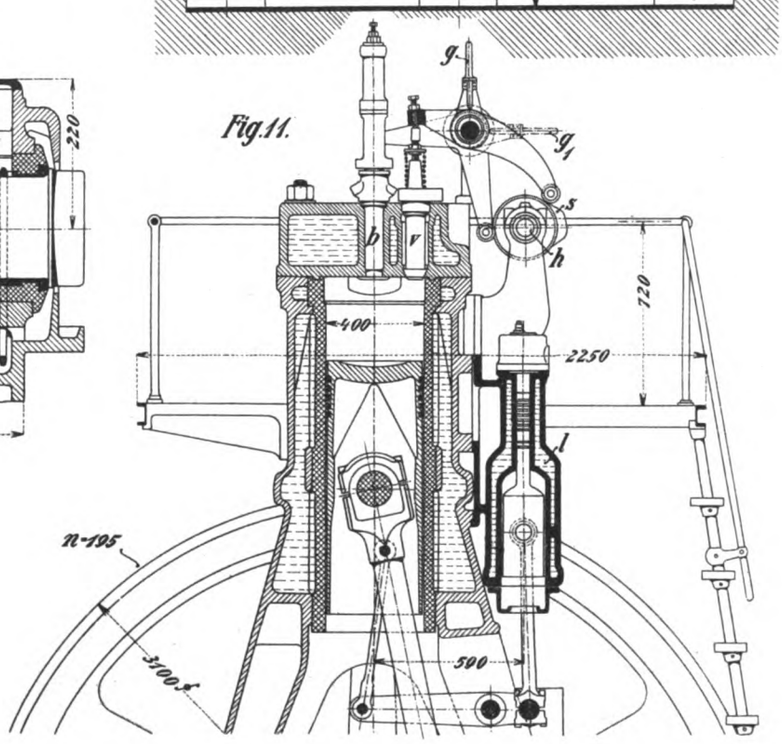


Fig.5.

Fig.11.



Uhlands technischer Verlag, Otto

Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

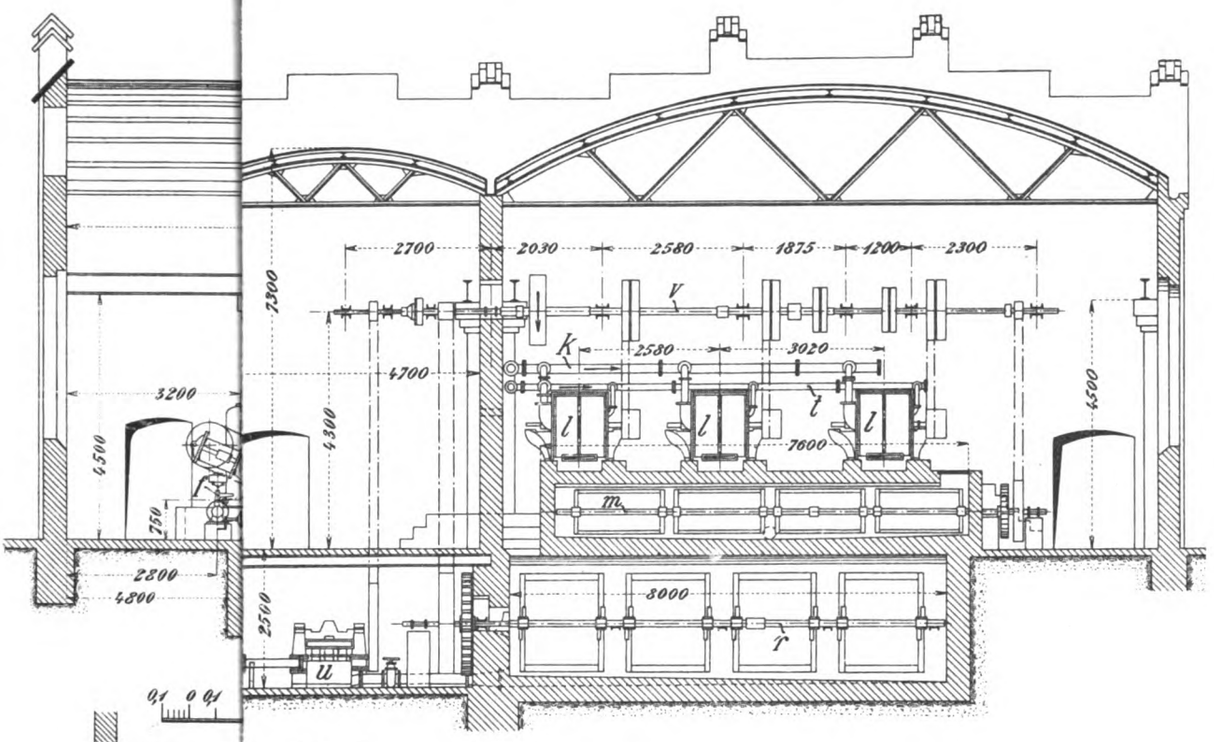


Fig.7.

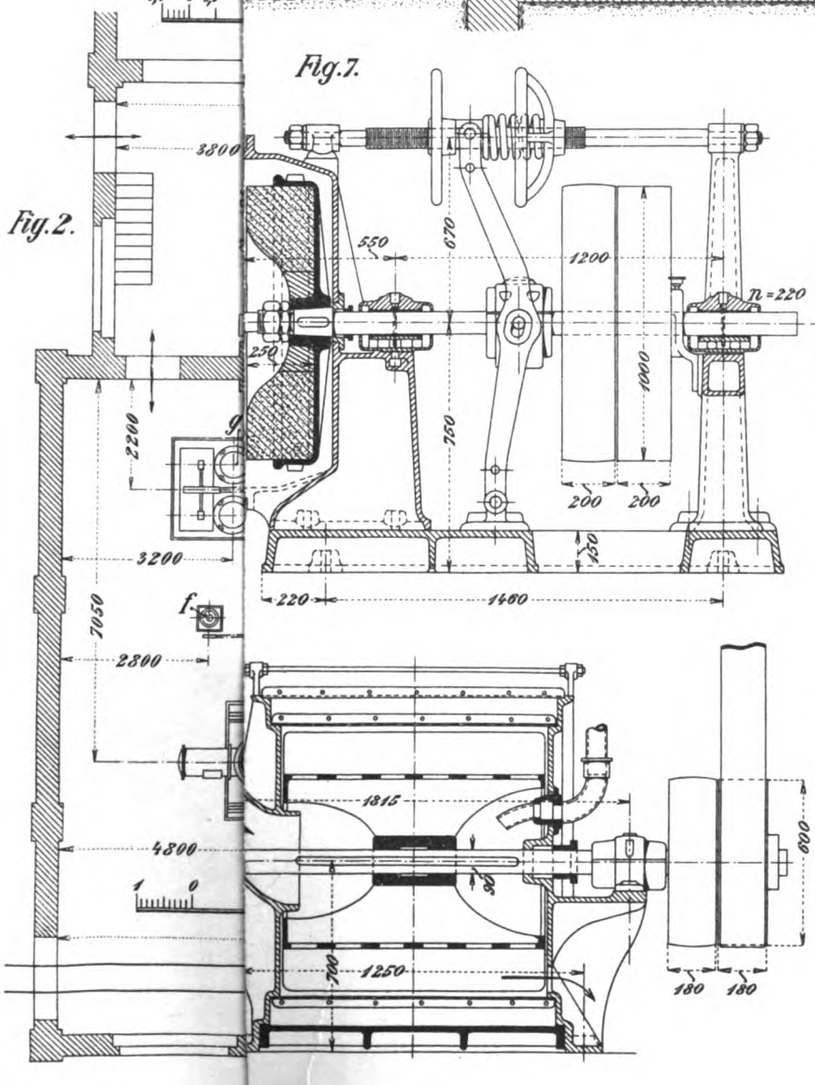


Fig.2.

Fig.8.

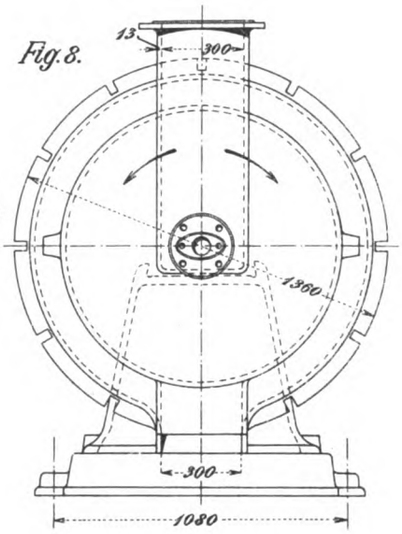
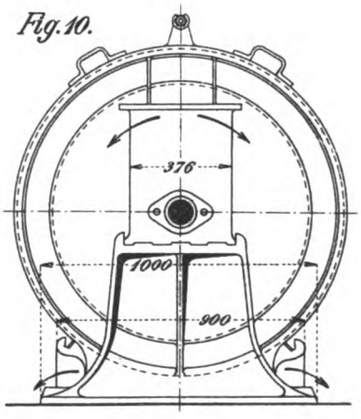


Fig.10.



Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

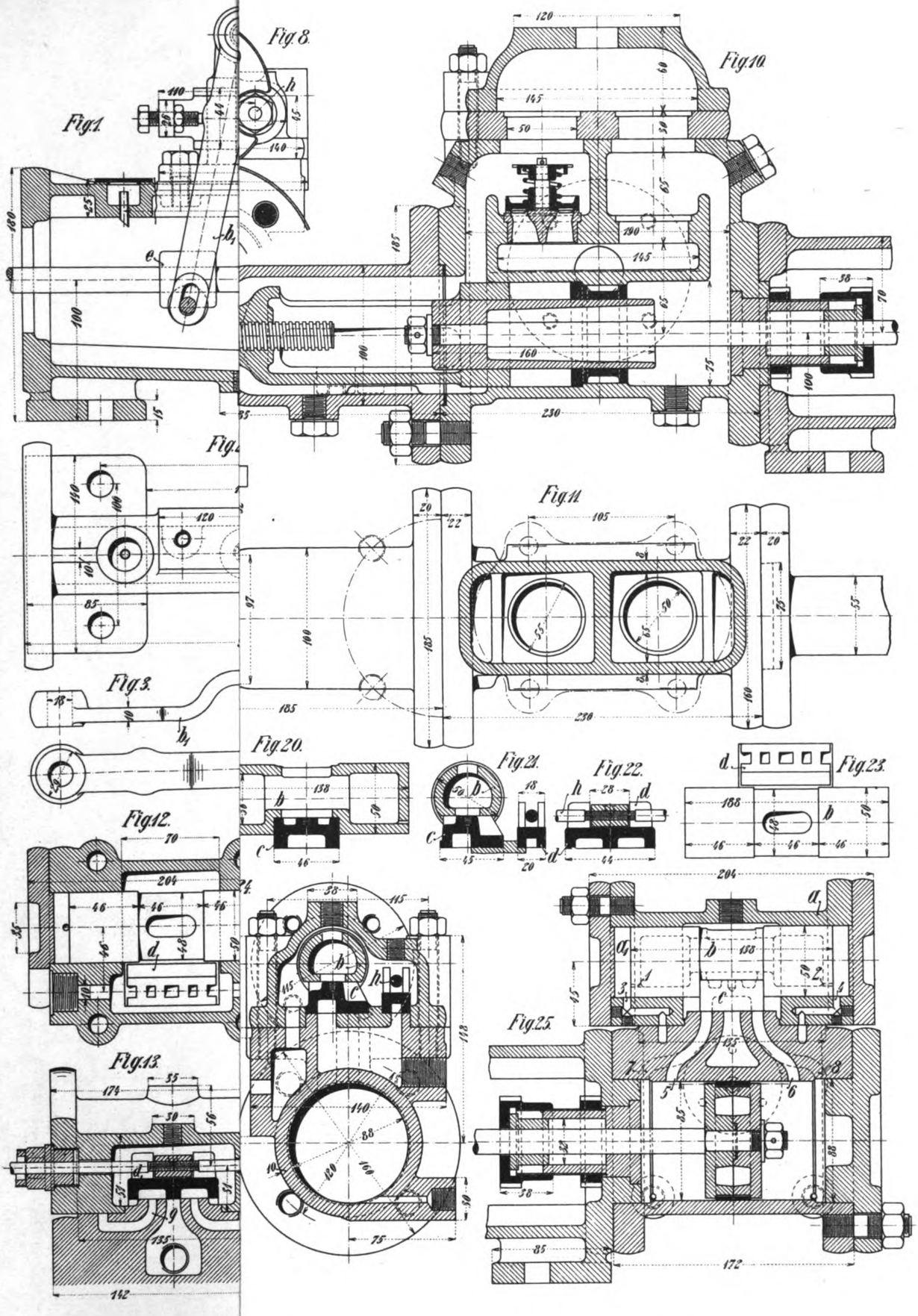
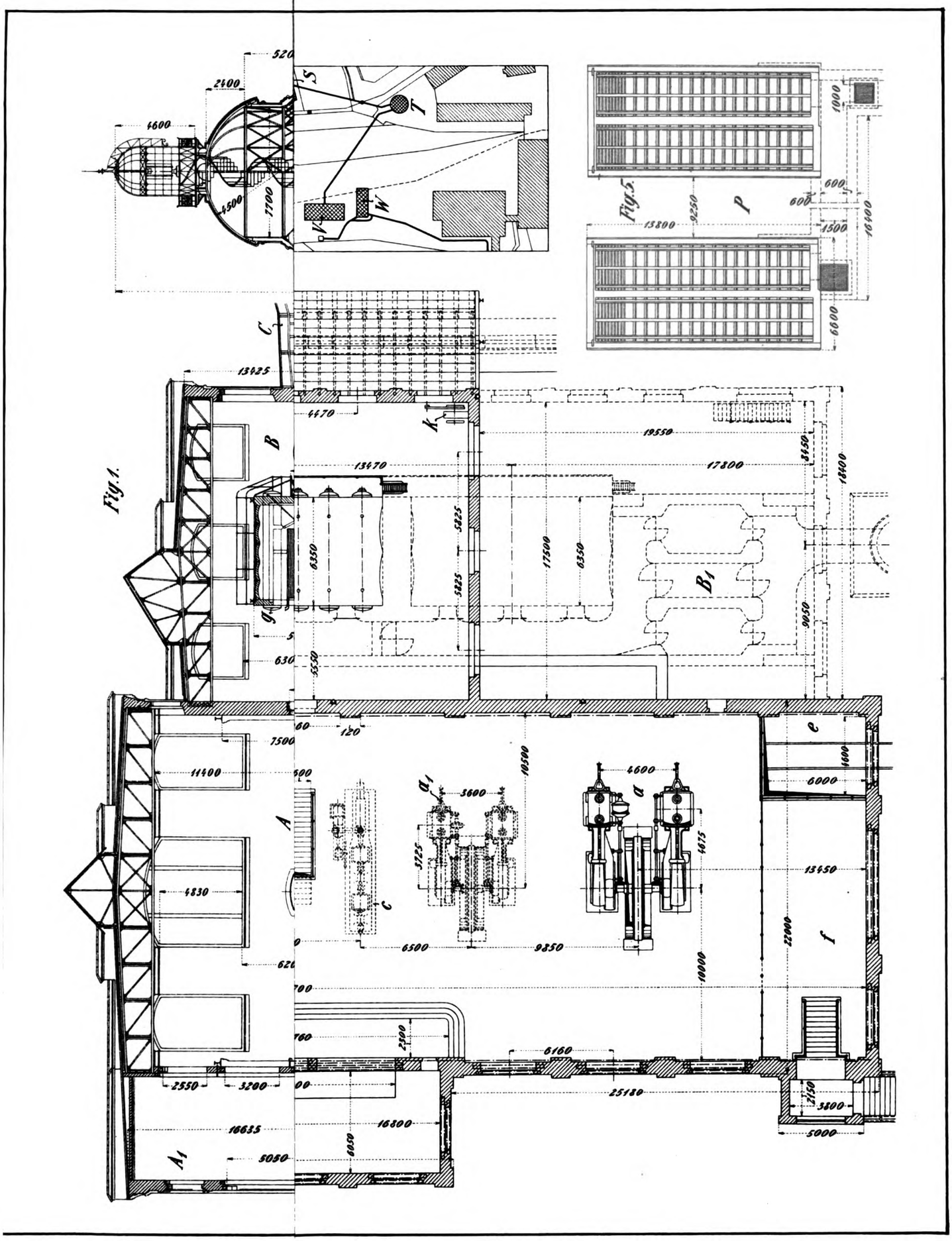
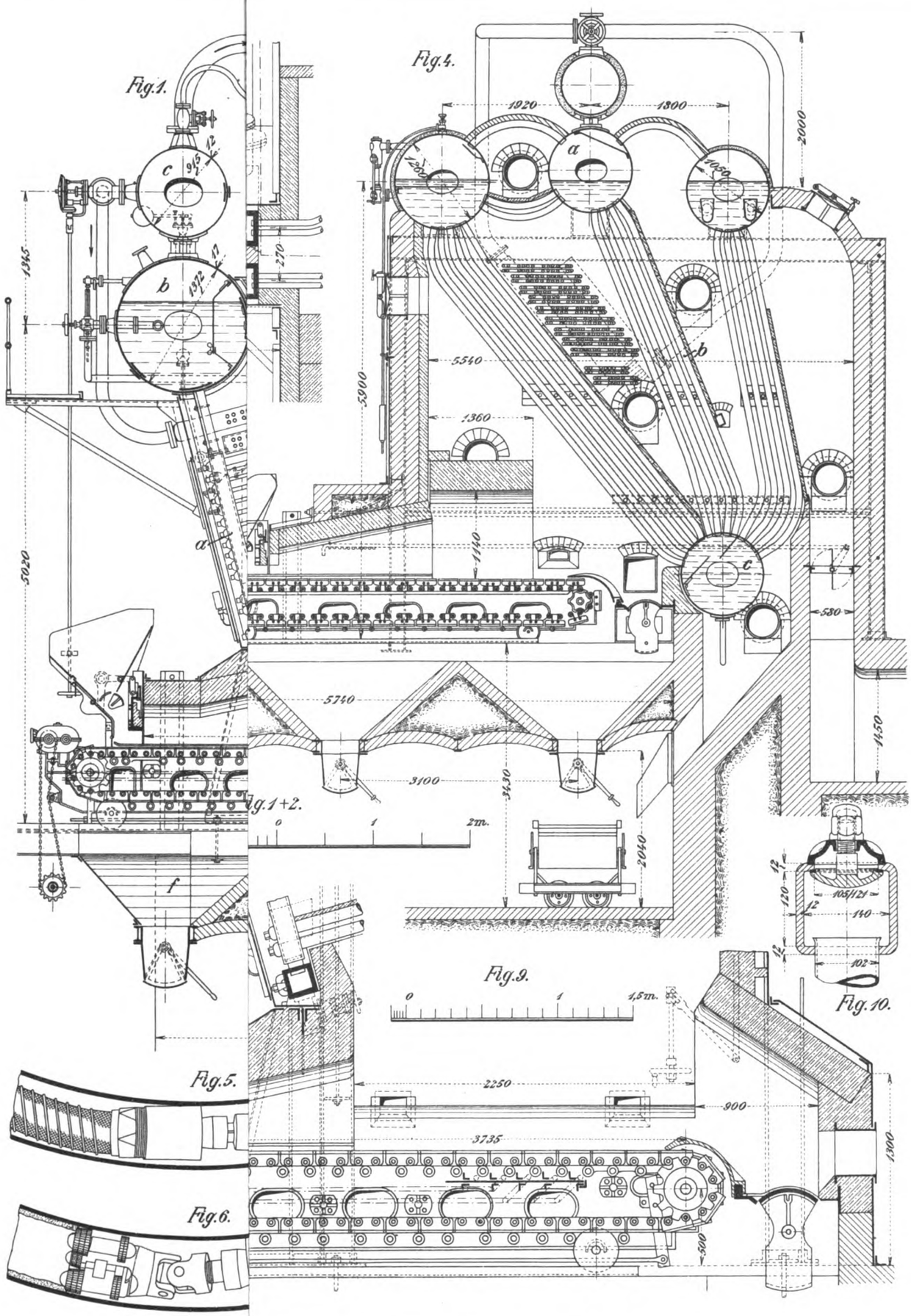


Fig.1.
Fig.8.
Fig.10.
Fig.11.
Fig.2.
Fig.3.
Fig.12.
Fig.13.
Fig.20.
Fig.21.
Fig.22.
Fig.23.
Fig.25.

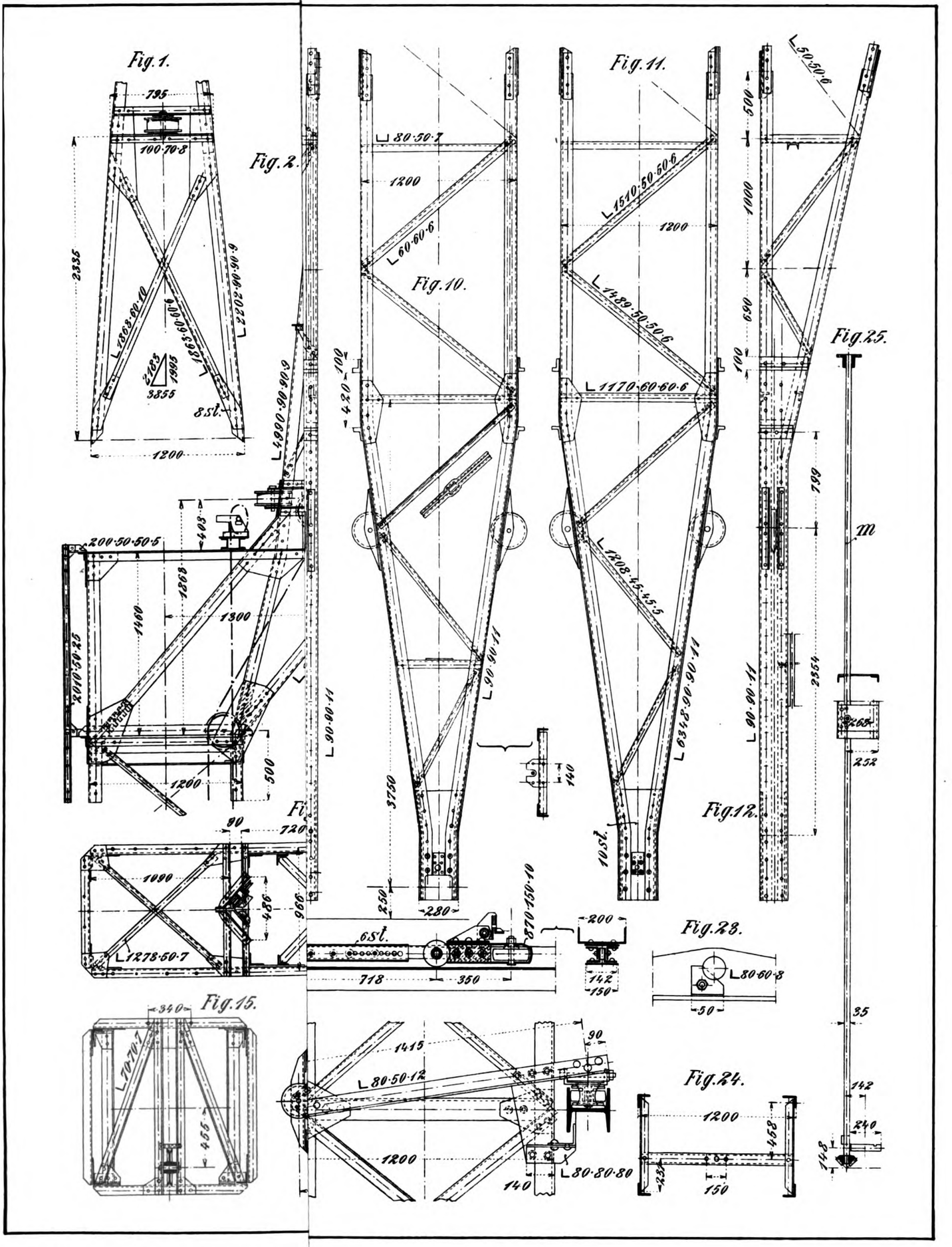


Uhlands technischer Verlag, Otto

Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.



Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.



Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

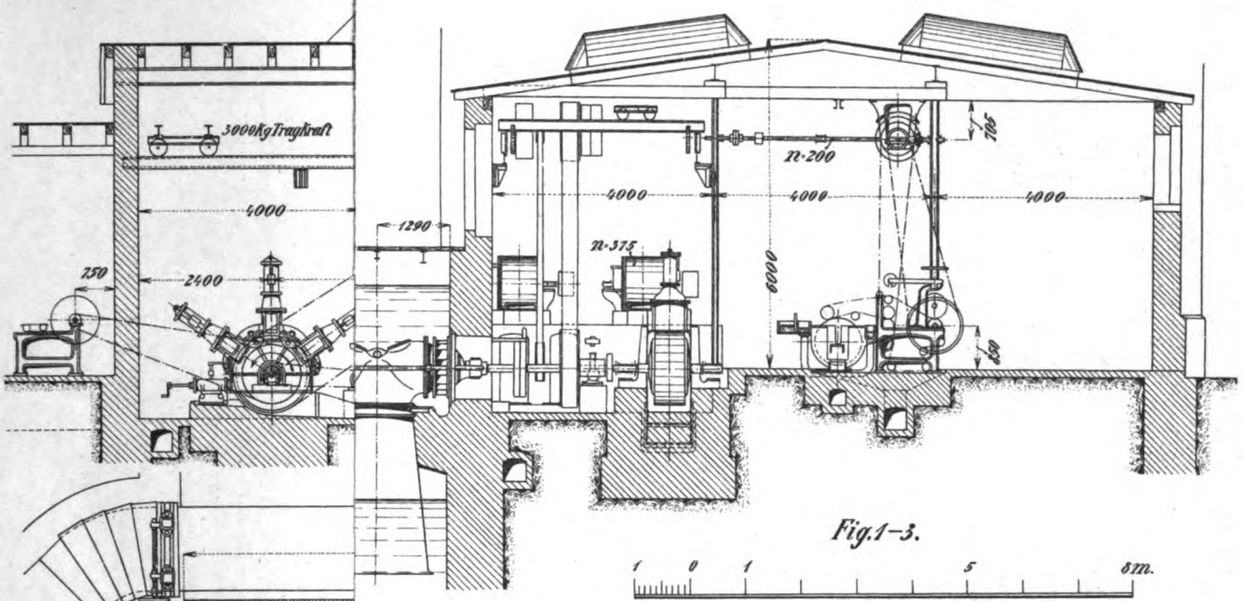


Fig. 1–3.

1 0 1 5 6m.

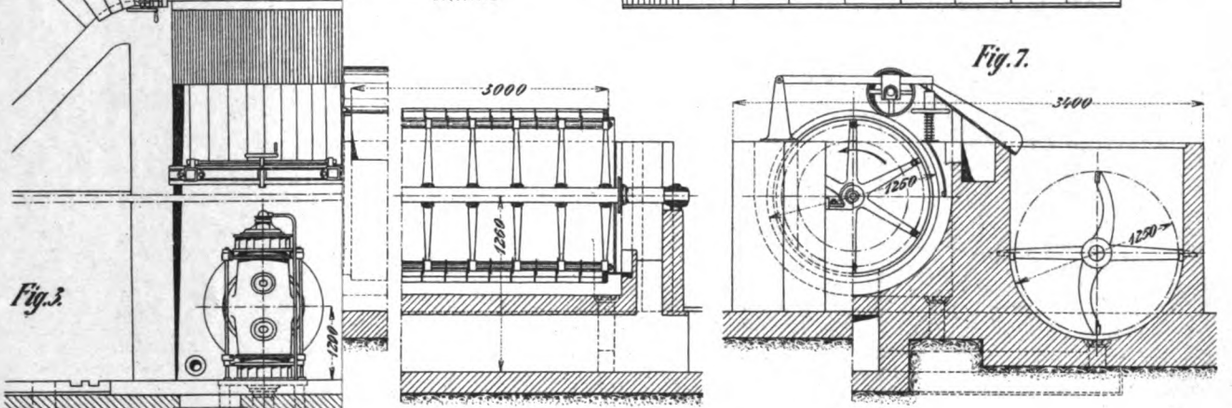


Fig. 7.

Fig. 3.

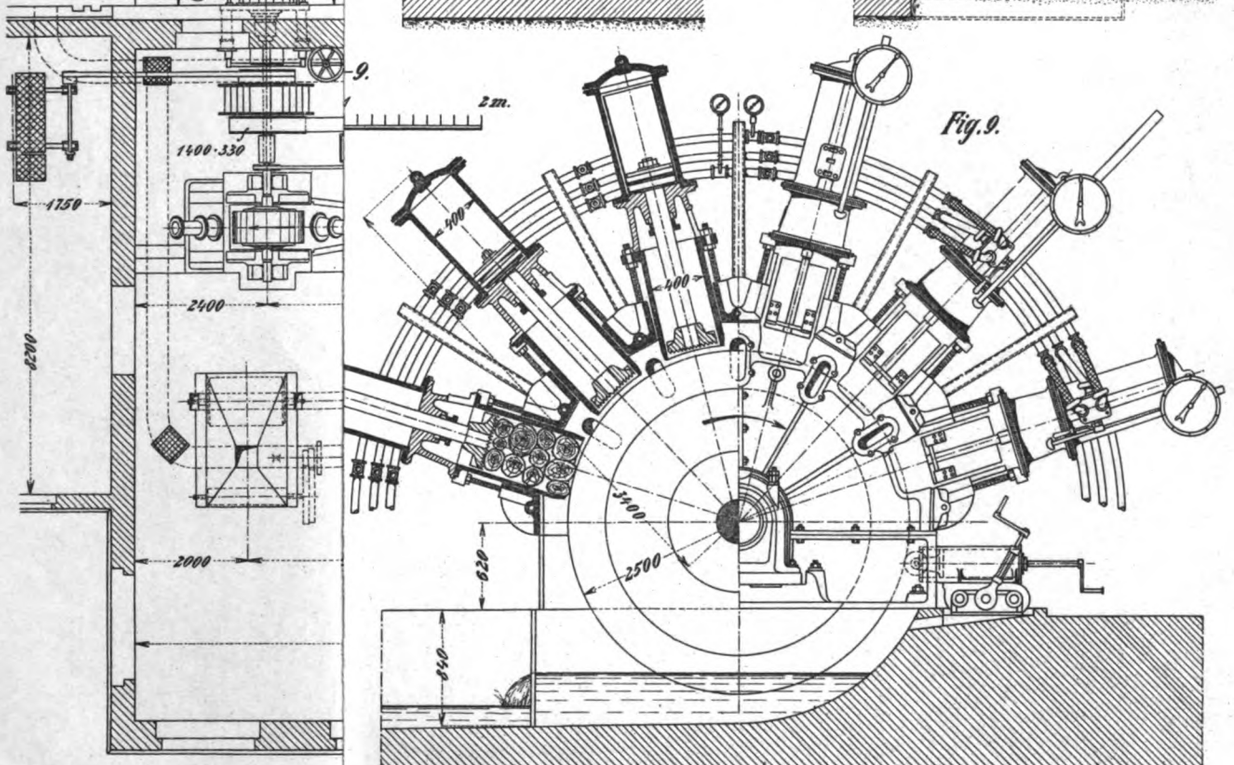
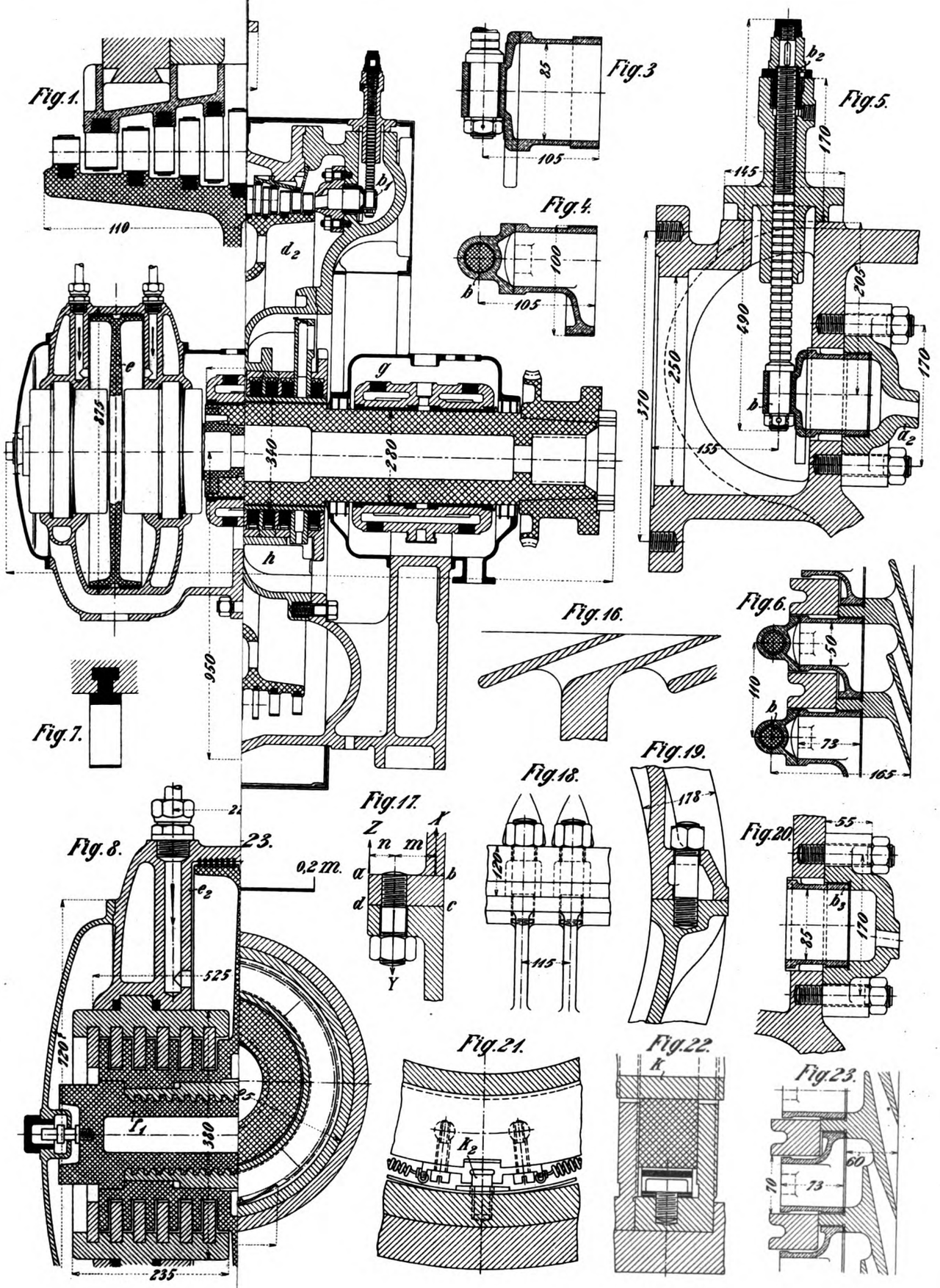


Fig. 9.

Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.



Uhlands technischer Verlag, O

Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

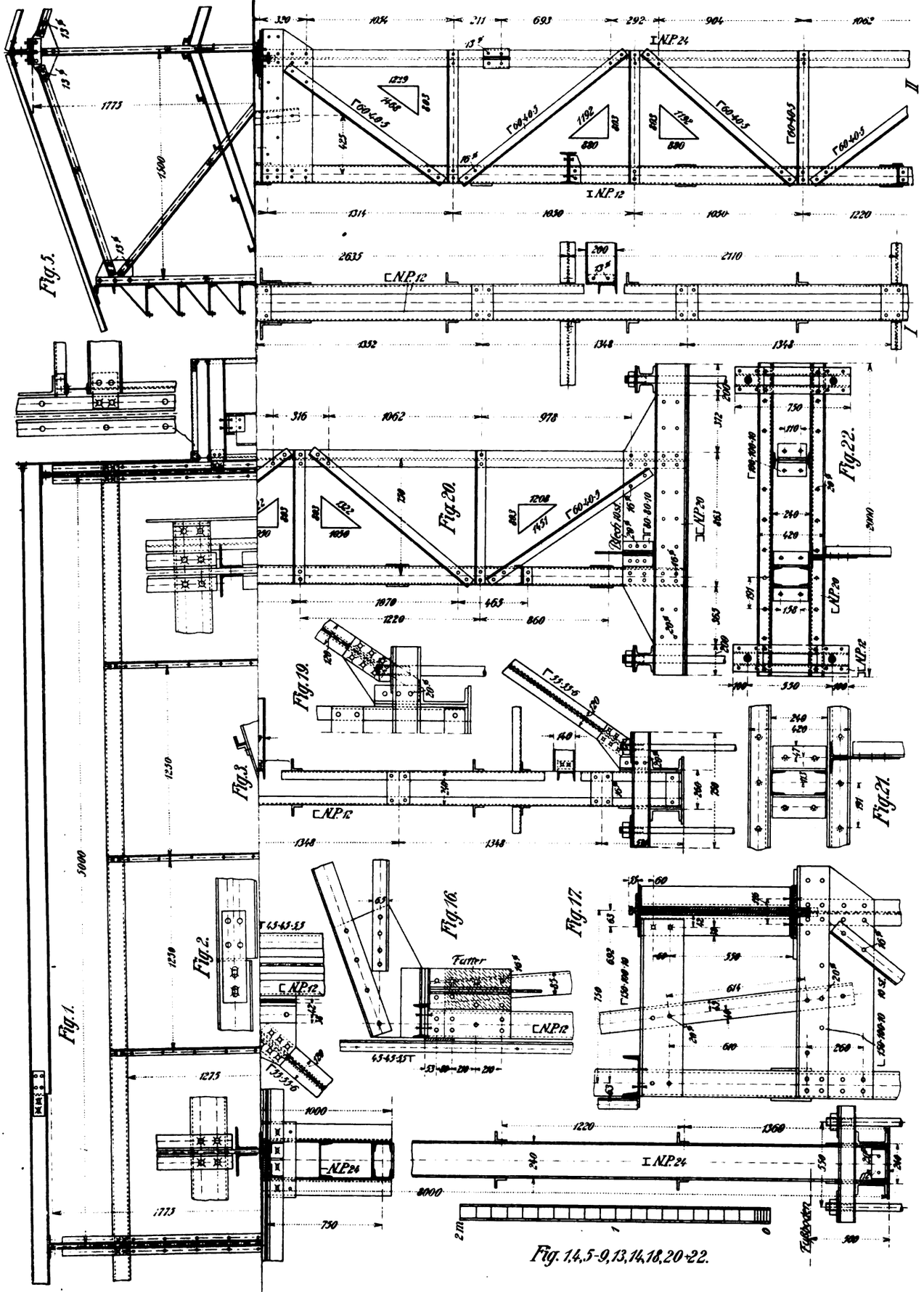


Fig. 5.
Fig. 20.
Fig. 22.
Fig. 19.
Fig. 3.
Fig. 21.
Fig. 1.
Fig. 2.
Fig. 16.
Fig. 17.
Futter
Fig. 1,4,5-9,13,14,18,20-22.

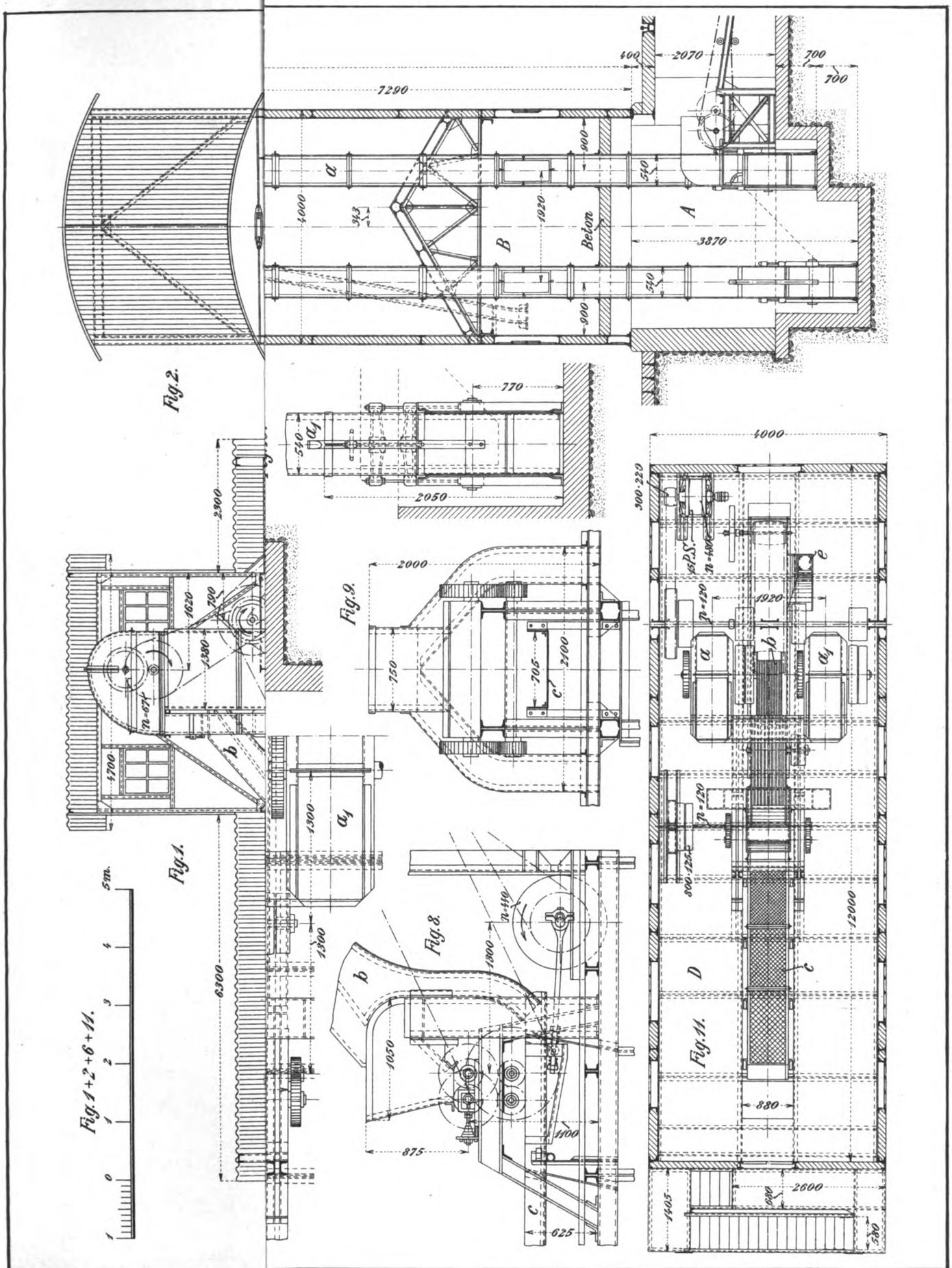
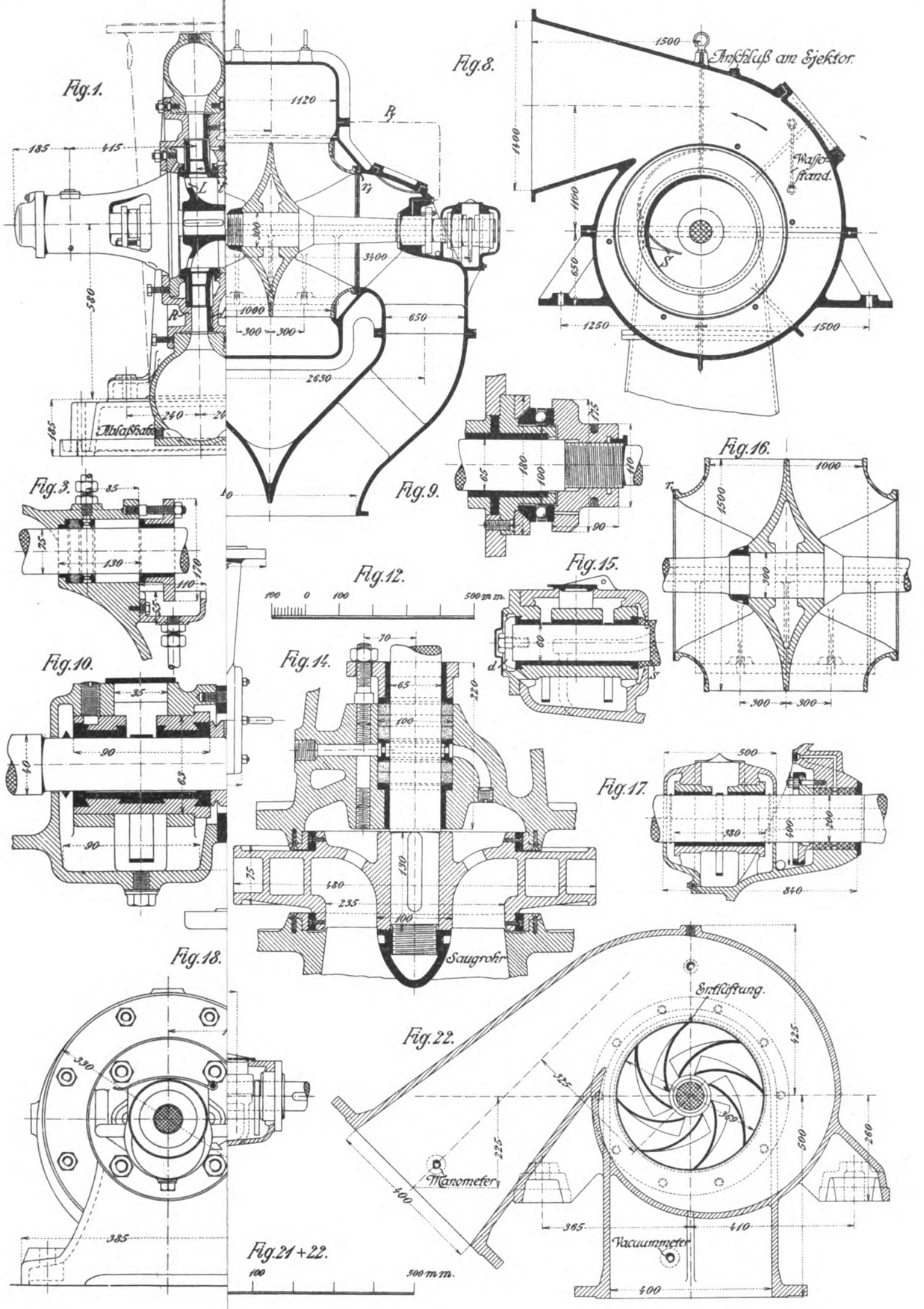


Fig. 1.
Fig. 2.
Fig. 8.
Fig. 9.
Fig. 11.
Fig. 1+2+6+11.
Beton
A
B
D
a
a1
b
c
e
5m.
7290
2070
400
700
3870
4000
1920
900
540
343
770
2050
2300
1620
790
1380
4700
6300
1300
2000
750
705
2100
1050
875
1100
625
12000
880
2600
1405
580
300·220
800·125
n=120
n=440
n=67



Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

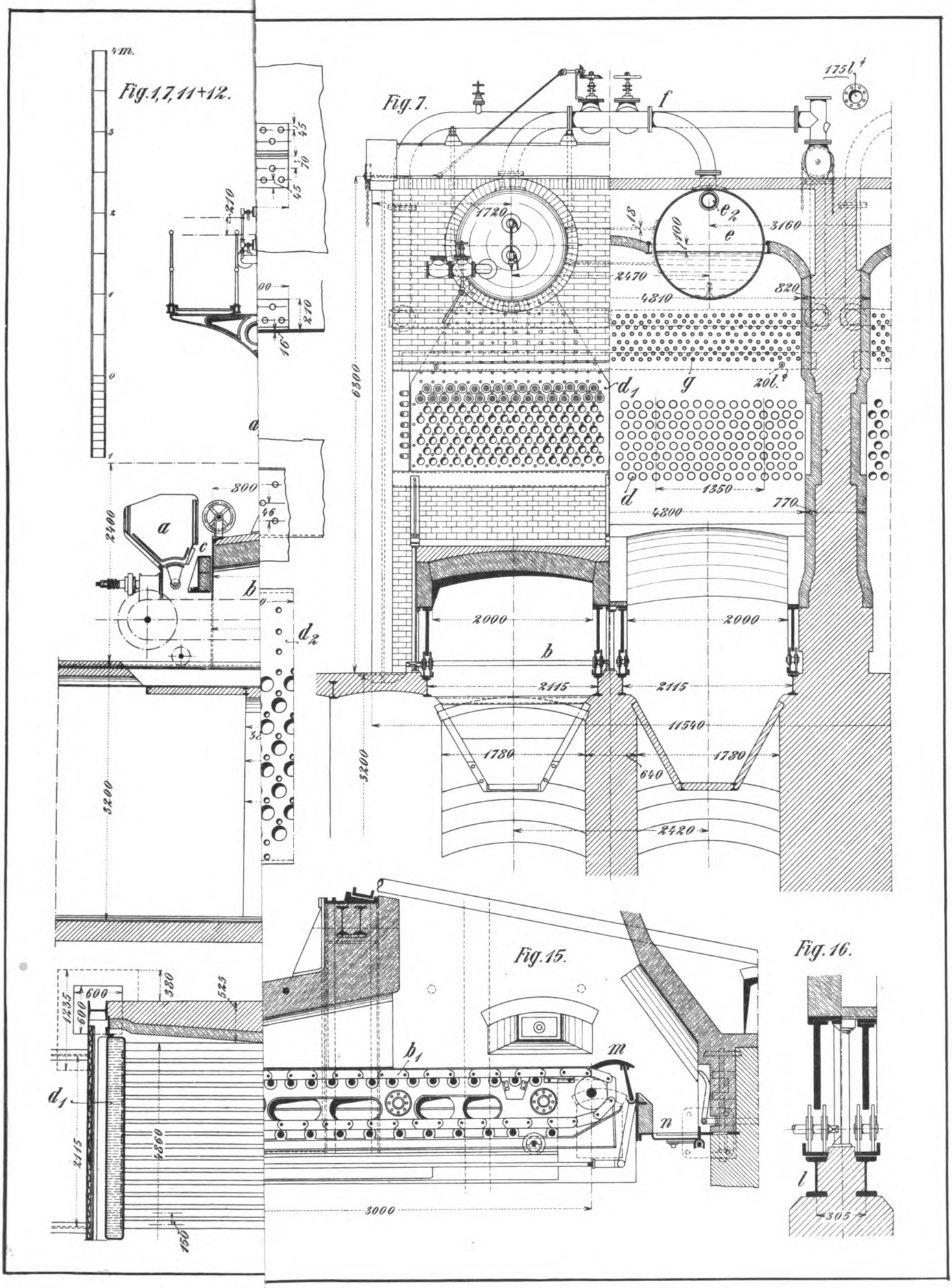
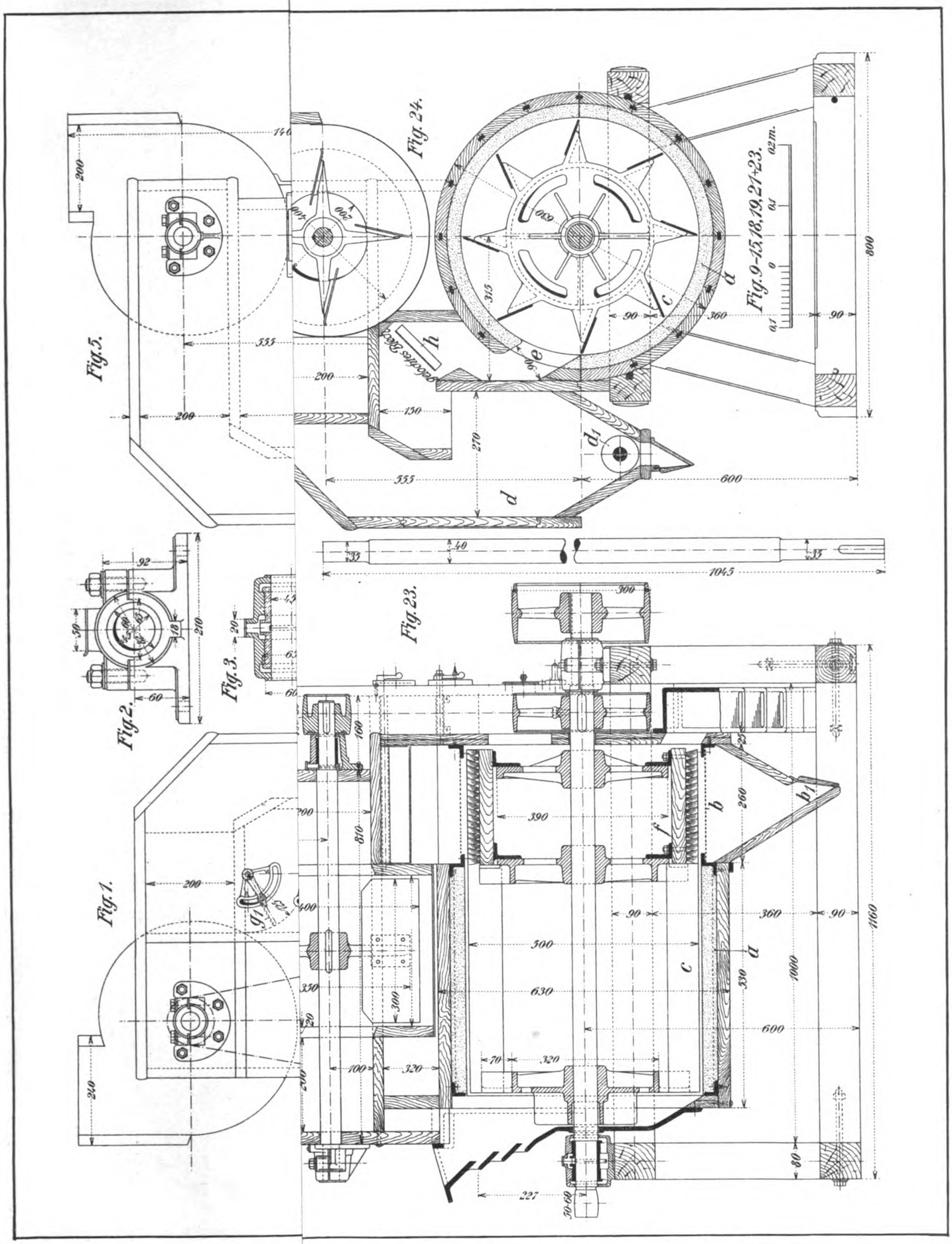


Fig. 1, 7, 11 + 12.
Fig. 7.
Fig. 15.
Fig. 16.
175 l.
1720
3160
2470
4810
820
6300
20 l.
1350
4800
770
2000
2115
11540
1780
640
2420
3200
3000
305
2400
800
600
380
525
1235
2115
4860
150



Uhlands technischer Verlag, Ott

Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

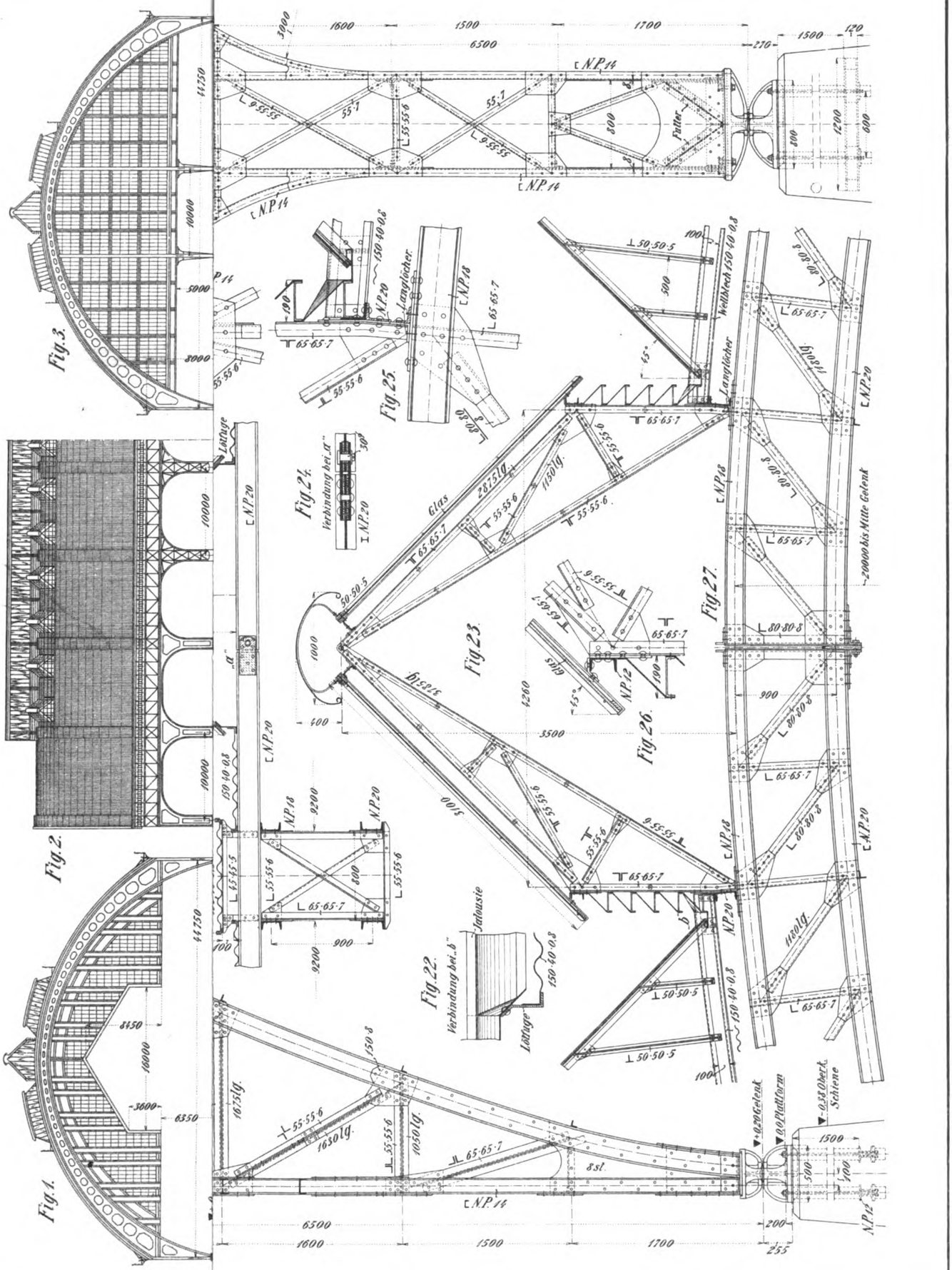


Fig. 1.
Fig. 2.
Fig. 3.
Fig. 22.
Verbindung bei „b"
Jalousie
Lötfuge
Fig. 23.
Fig. 24.
Verbindung bei „a"
Fig. 25.
Langlöcher
Fig. 26.
Fig. 27.
Wellblech 150·40·0,8
Glas
20000 bis Mitte Gelenk
Futter
N.P. 14
N.P. 18
N.P. 20
N.P. 12
8 sl.
1675 lg.
1630 lg.
1050 lg.
1180 lg.
6500
1600
1500
1700
255
200
1500
8450
16000
3600
6350
44750
10000
5000
8000
9200
900
3500
4260
1000
400
300
100
270
120
1200
600
800
500
1000
900
1500
200

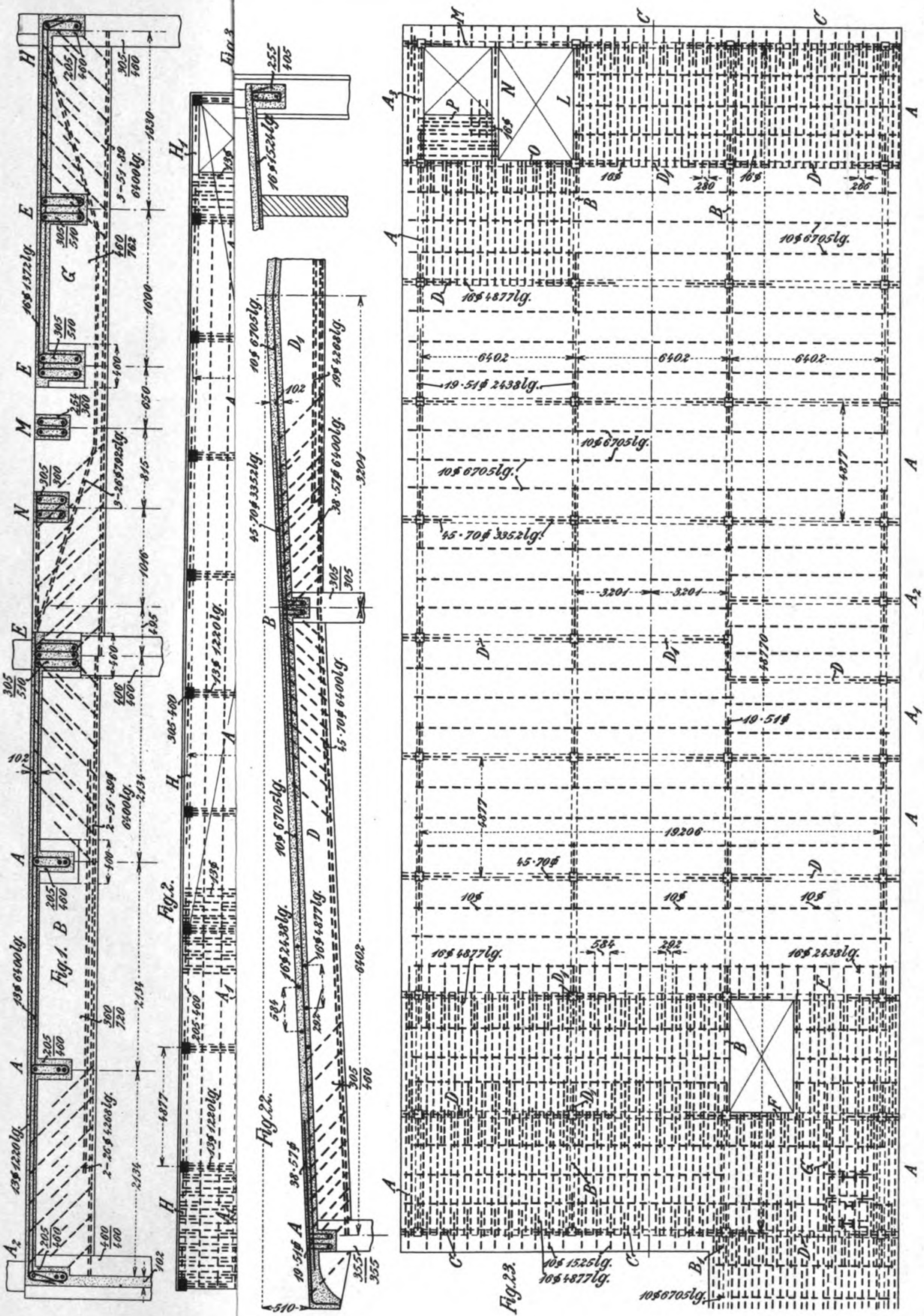


Fig.1.
Fig.2.
Fig.22.
Fig.23.

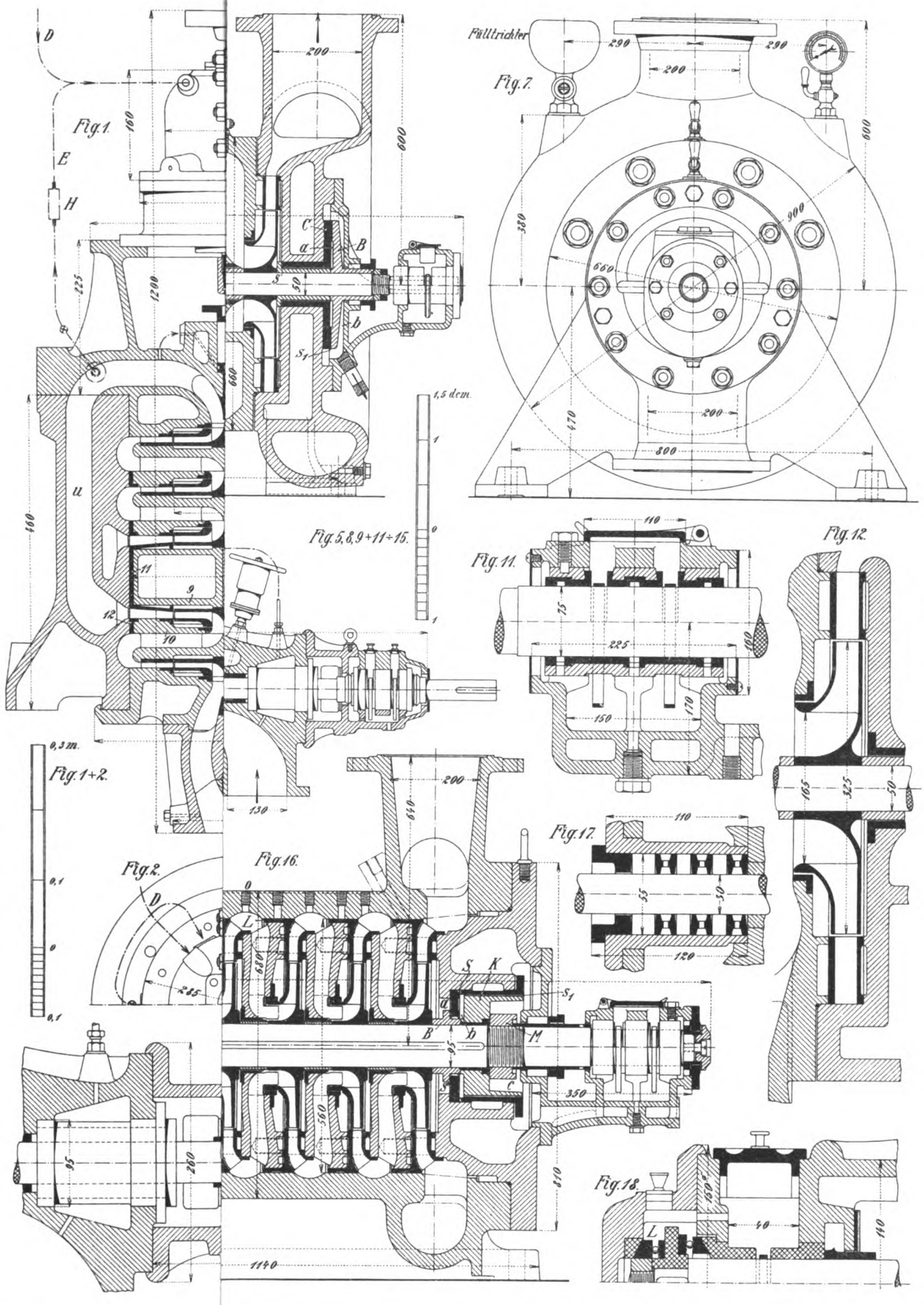
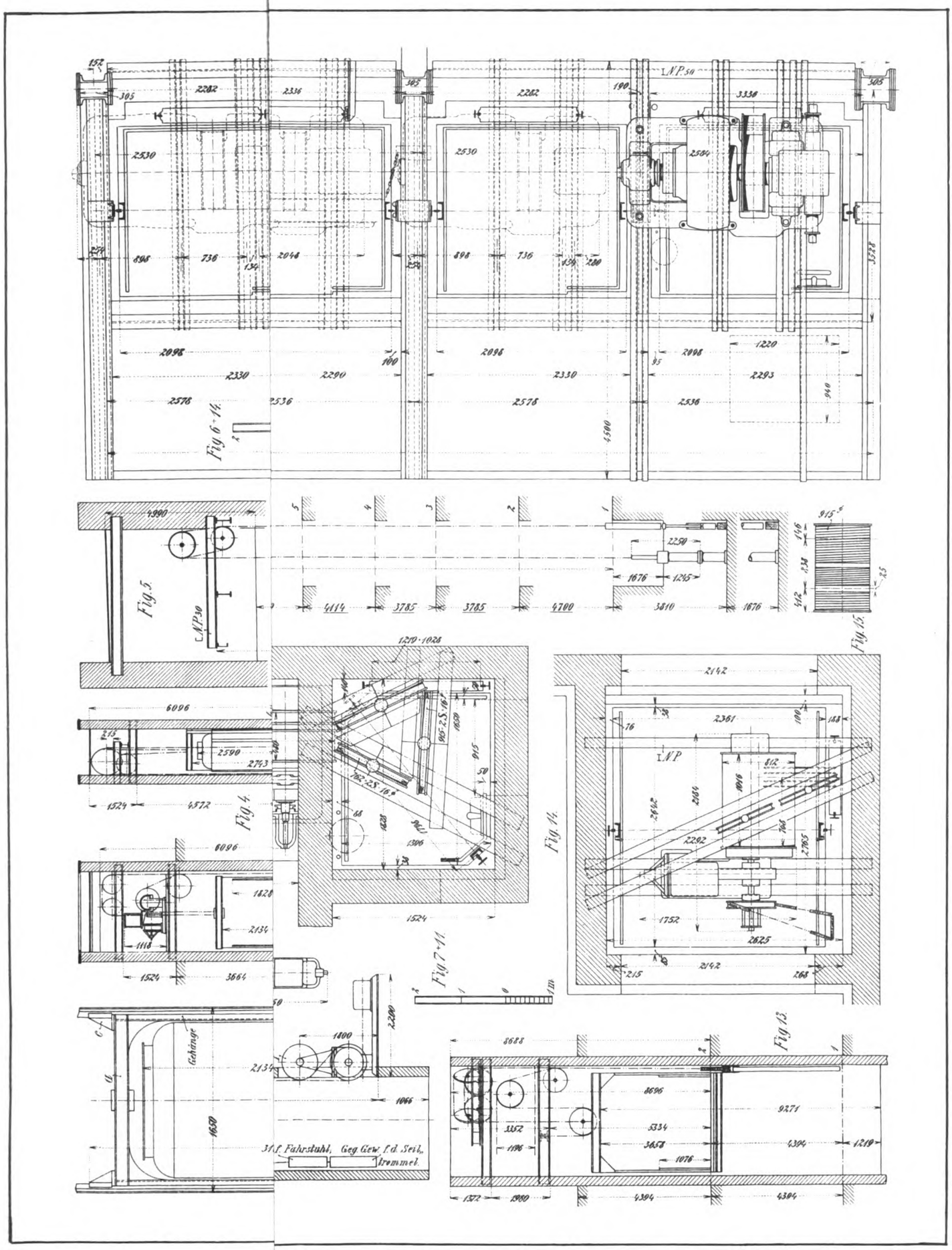


Fig. 1.
Fig. 1+2.
Fig. 2.
Fig. 5,8,9+11÷15.
Fig. 7.
Fig. 11.
Fig. 12.
Fig. 16.
Fig. 17.
Fig. 18.
Fülltrichter
1,5 dcm.
0,3 m.



Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

t Überhitzer,

Fig.1.

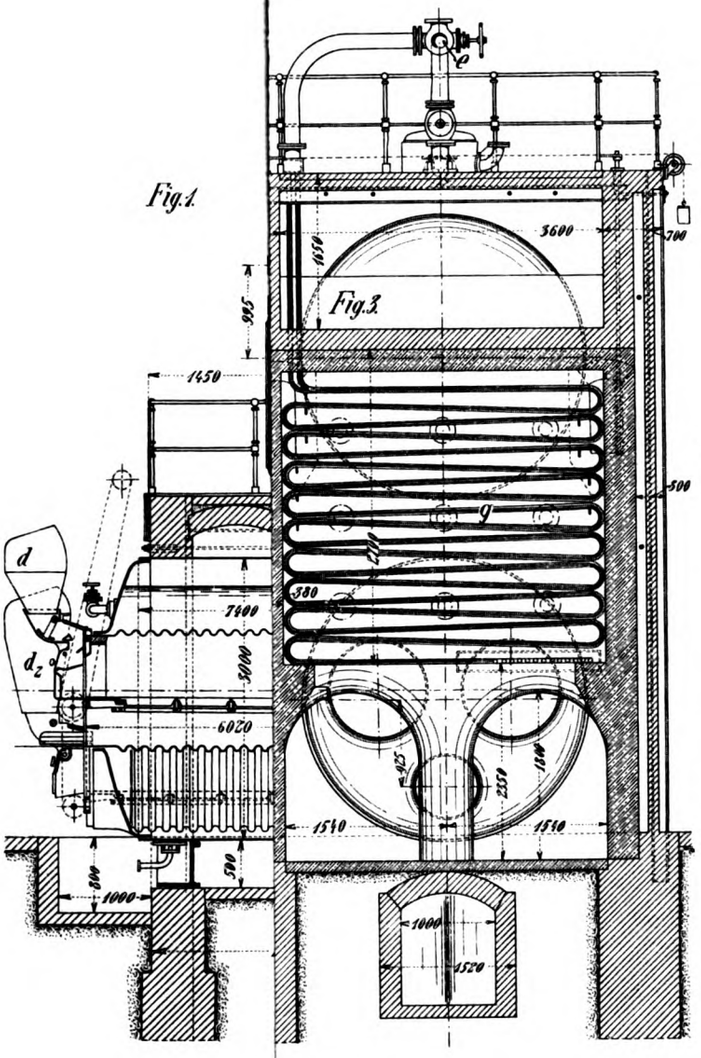


Fig.4.

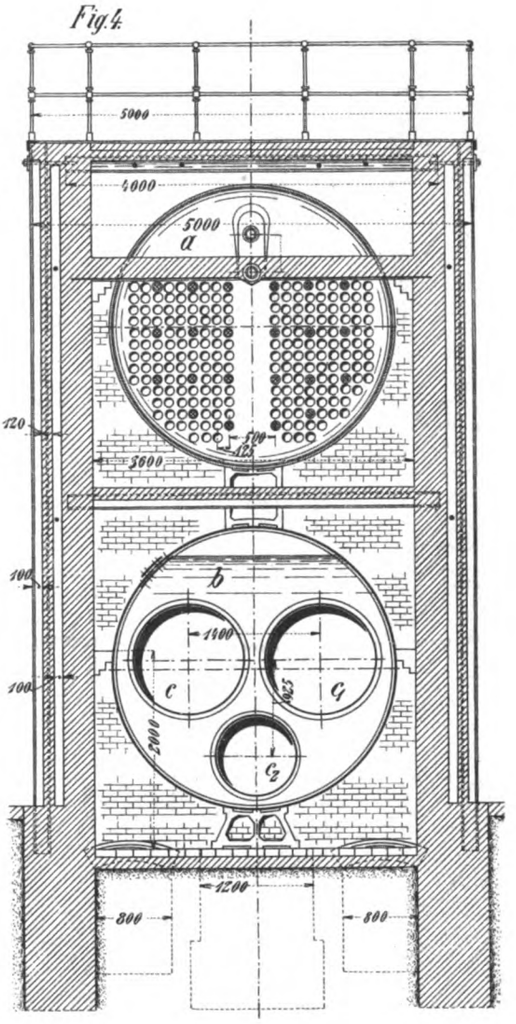
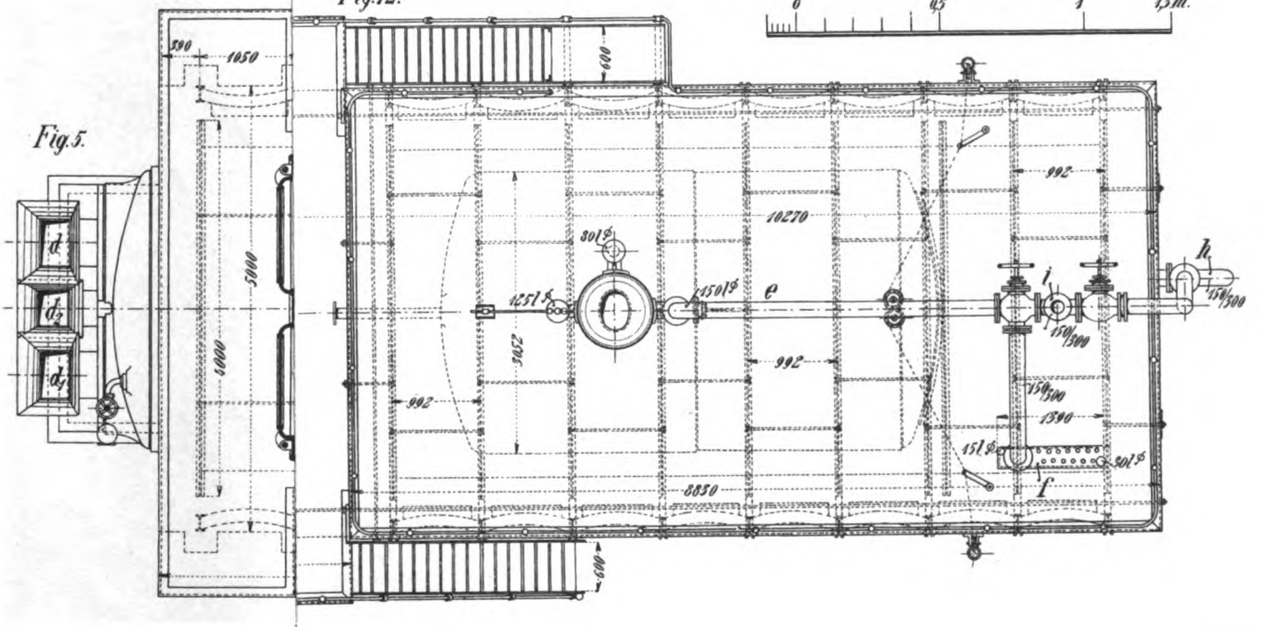


Fig.12.

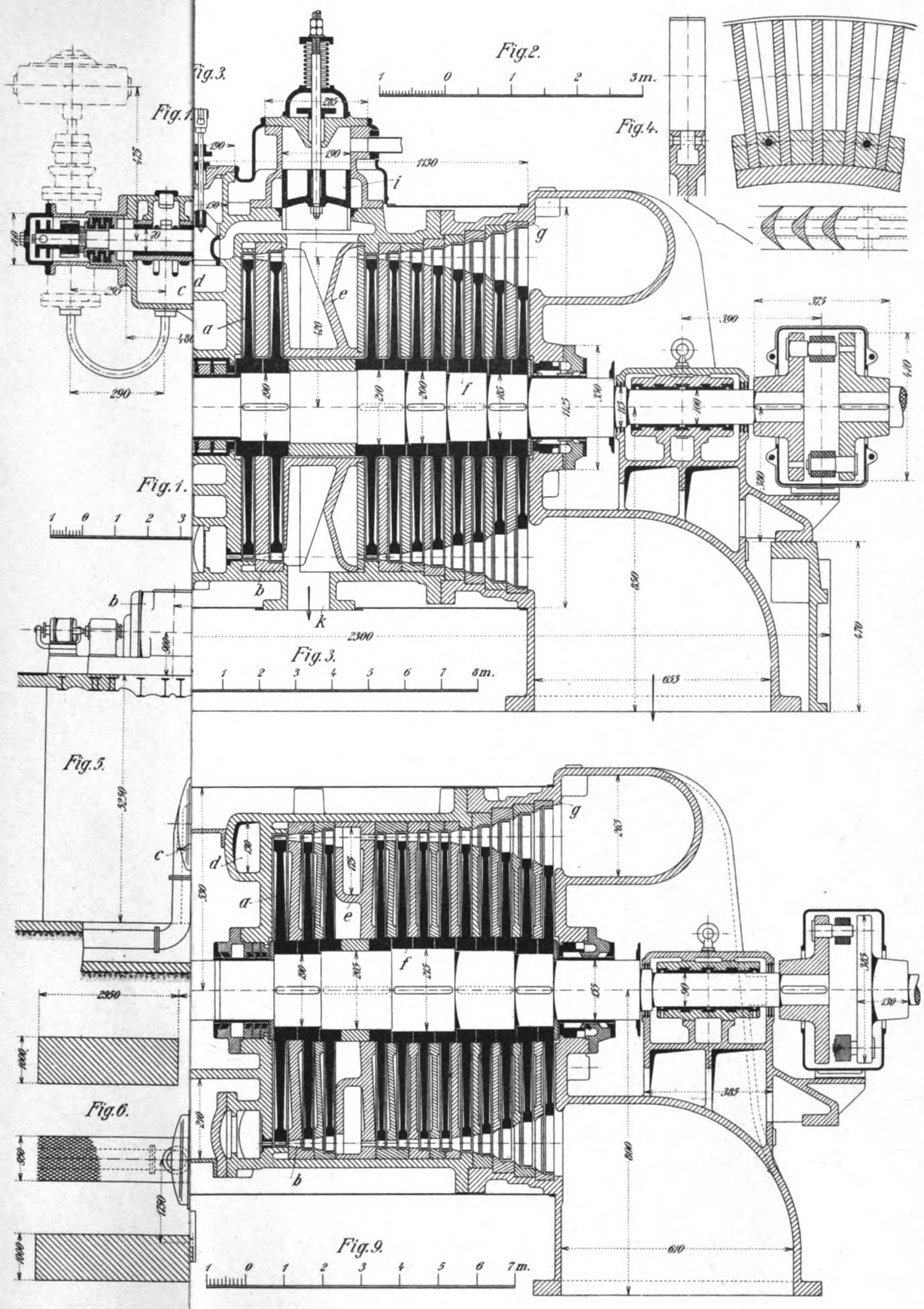
Fig.6-8, 10+11.

0 0,5 1 1,3m.

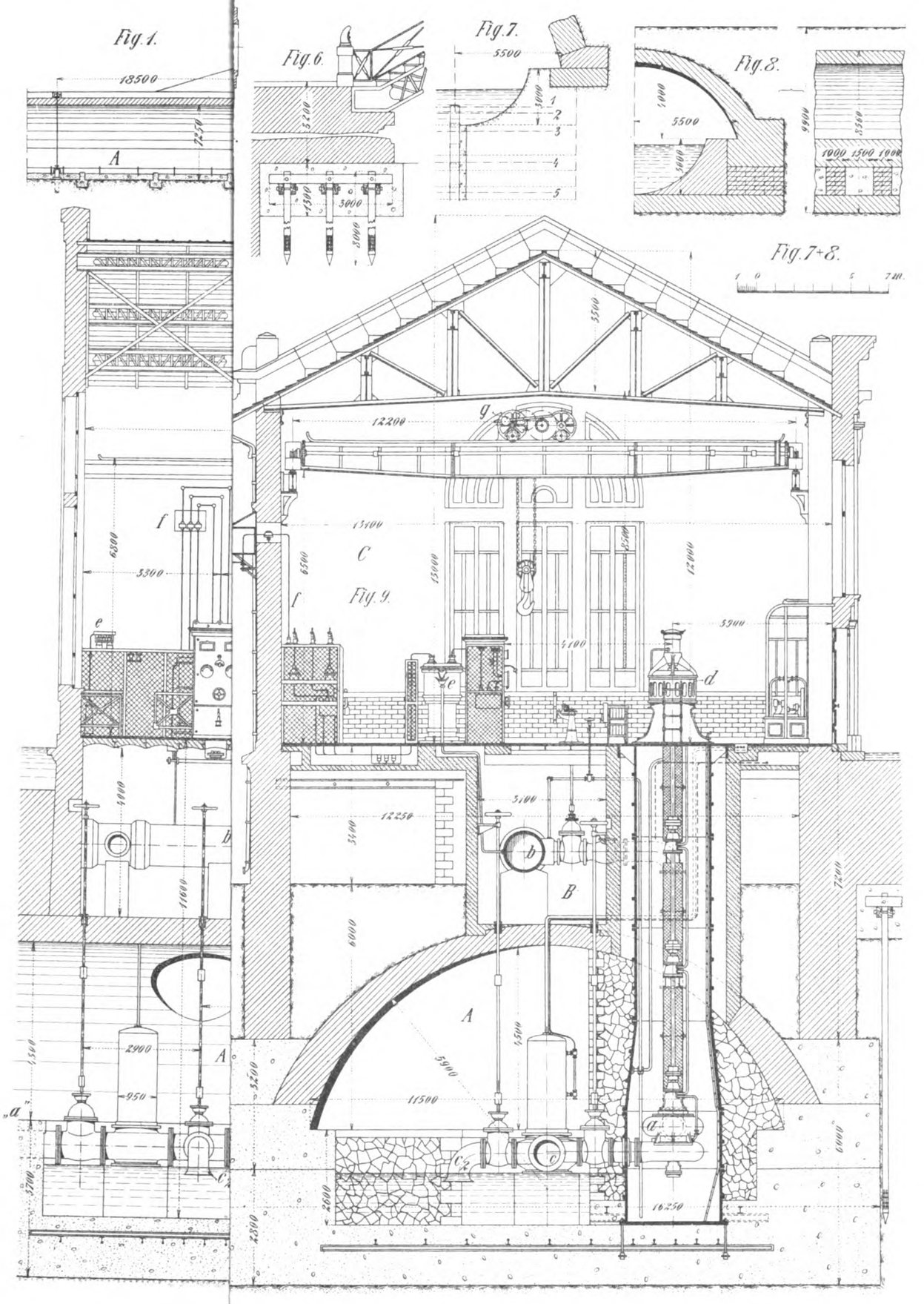
Fig.5.



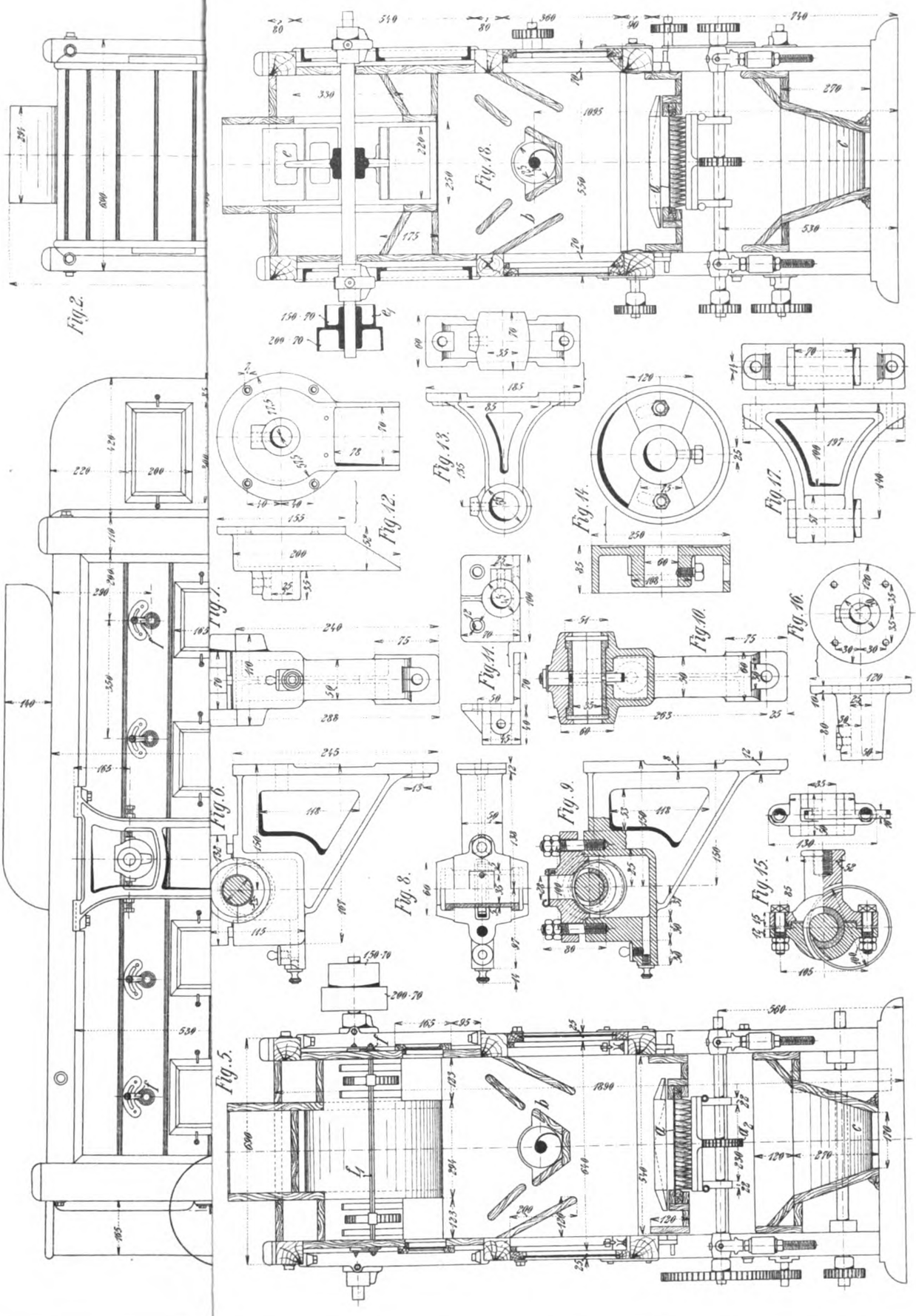
Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.



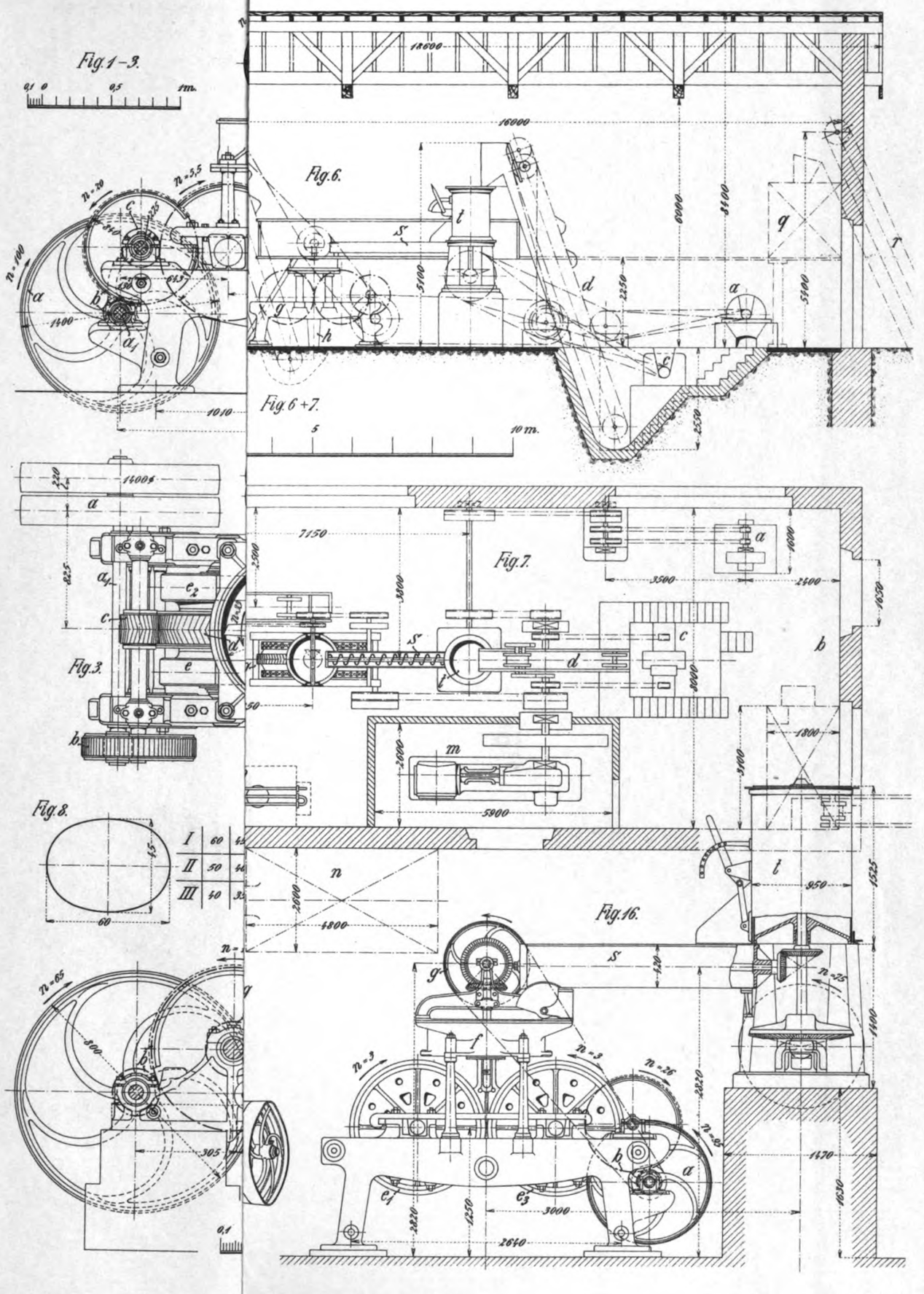
Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.



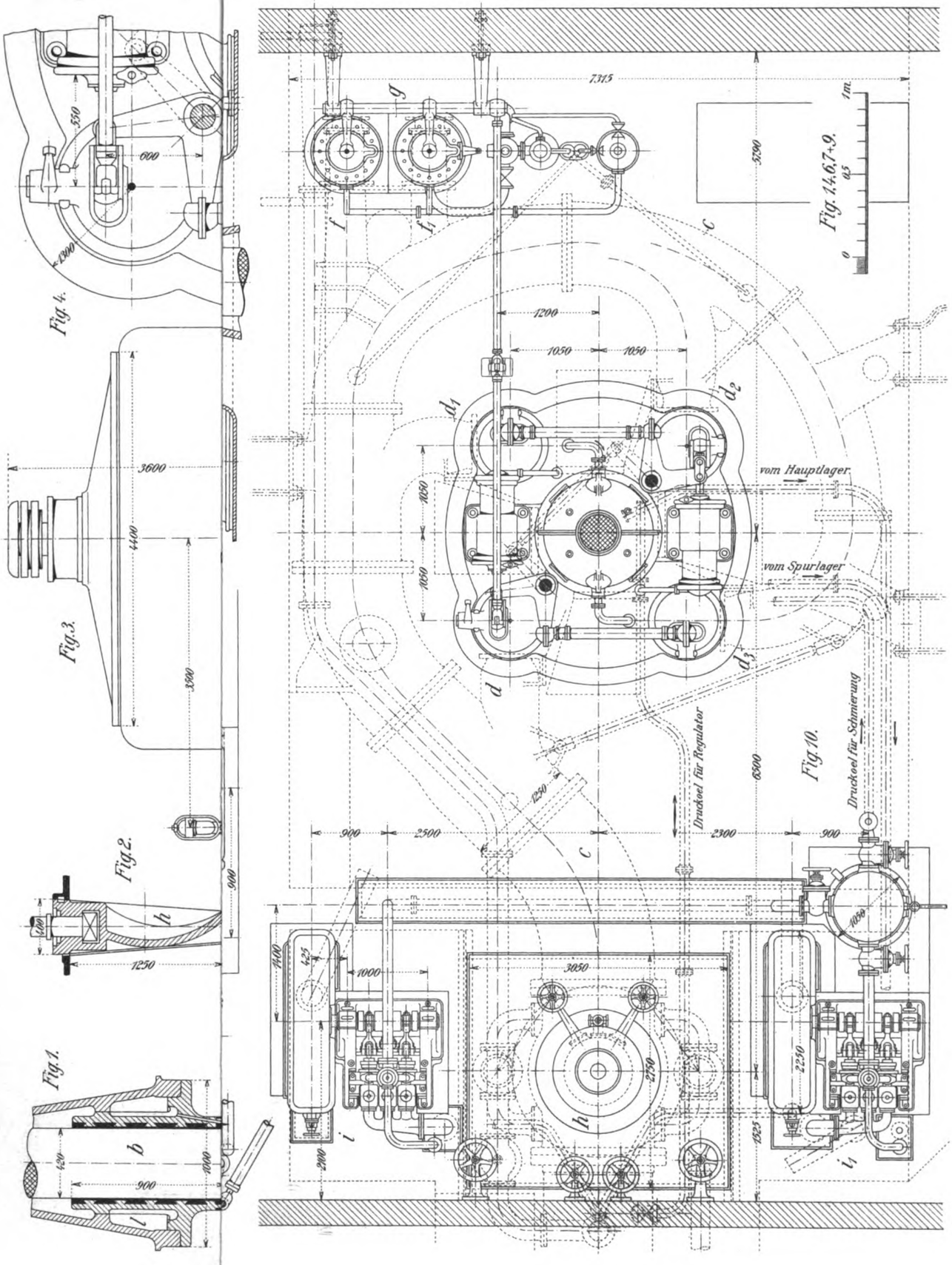
Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.



Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig



Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.



Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

Fig. 1.

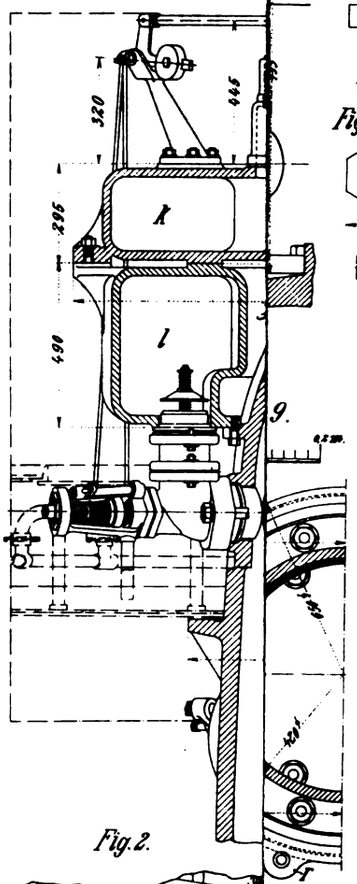


Fig. 5.

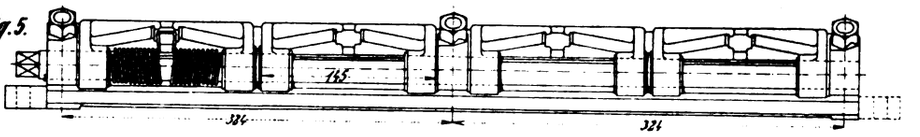


Fig. 6.

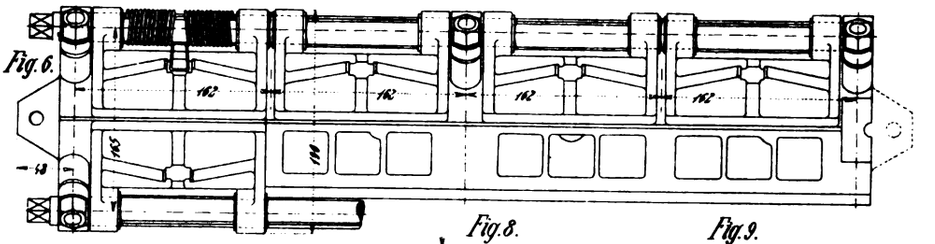


Fig. 7.

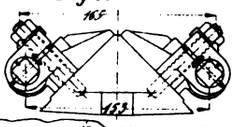


Fig. 8.

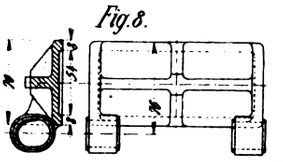


Fig. 9.

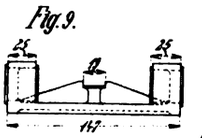


Fig. 10.

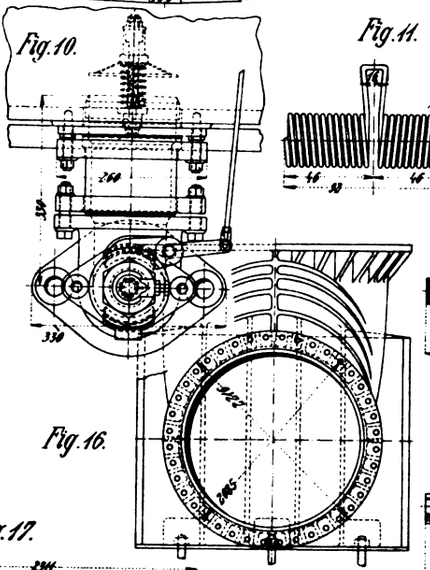


Fig. 11.

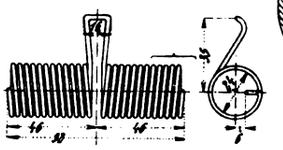


Fig. 12.

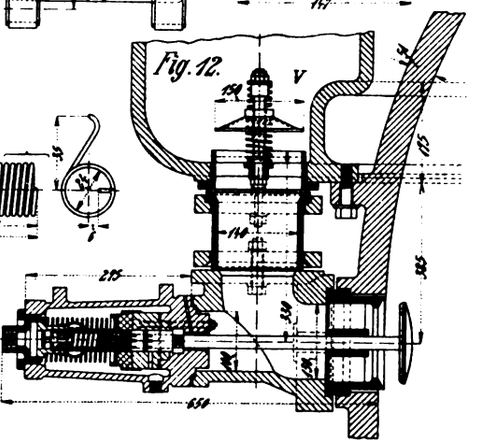


Fig. 2.

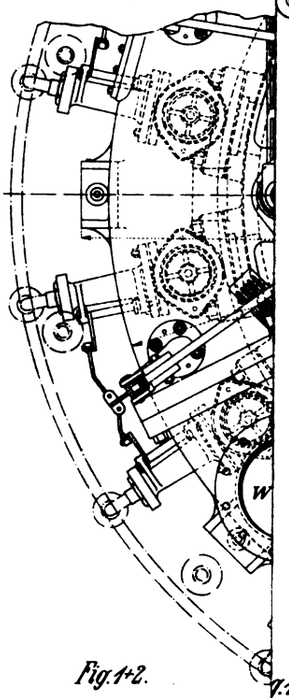


Fig. 16.

Fig. 19.

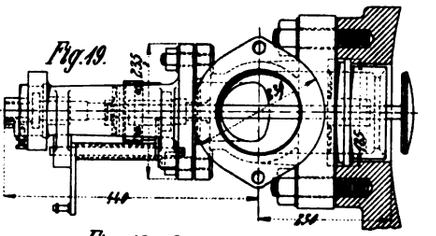


Fig. 17.

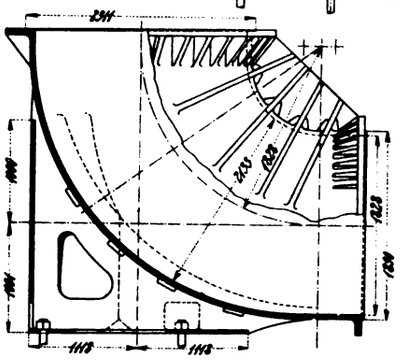


Fig. 16-18.

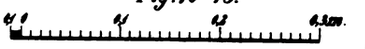


Fig. 21.

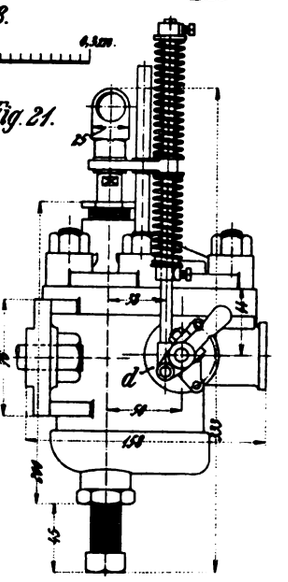


Fig. 20.

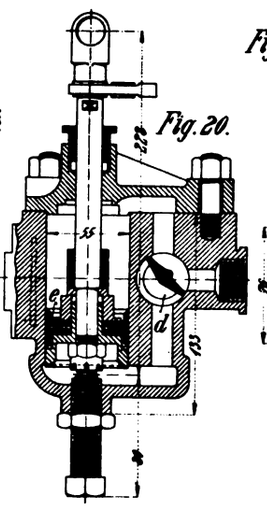
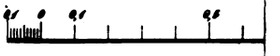
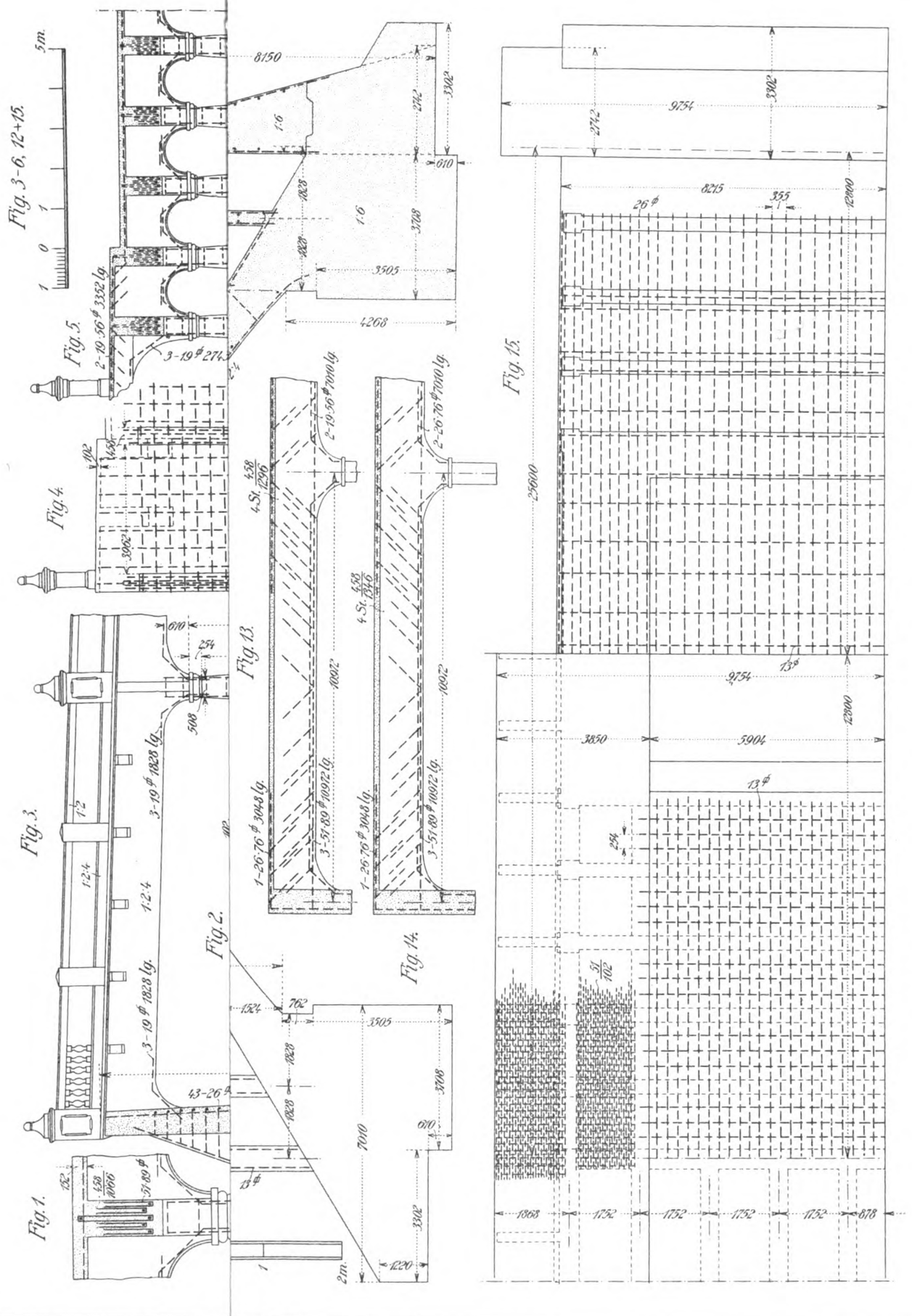


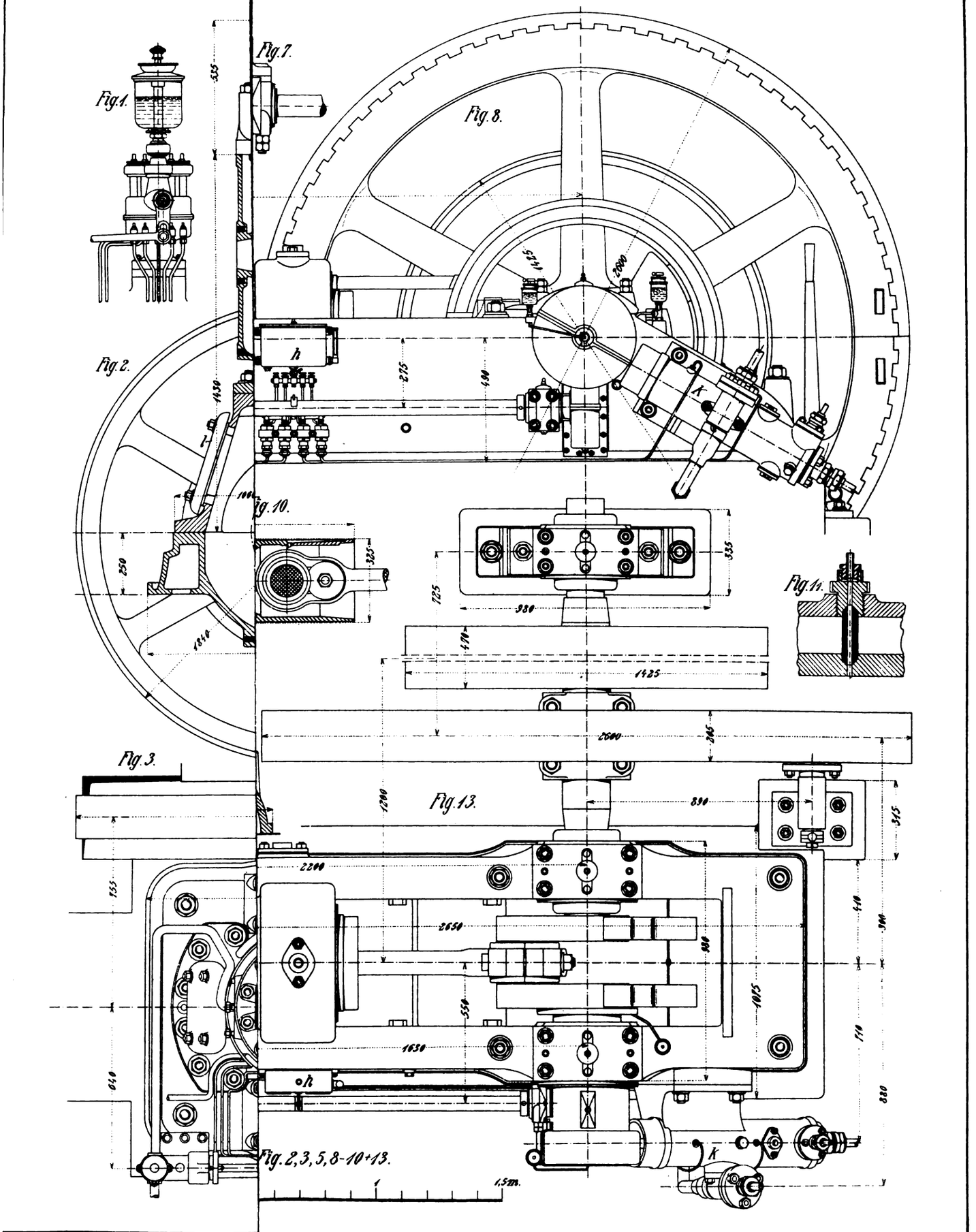
Fig. 1+2.



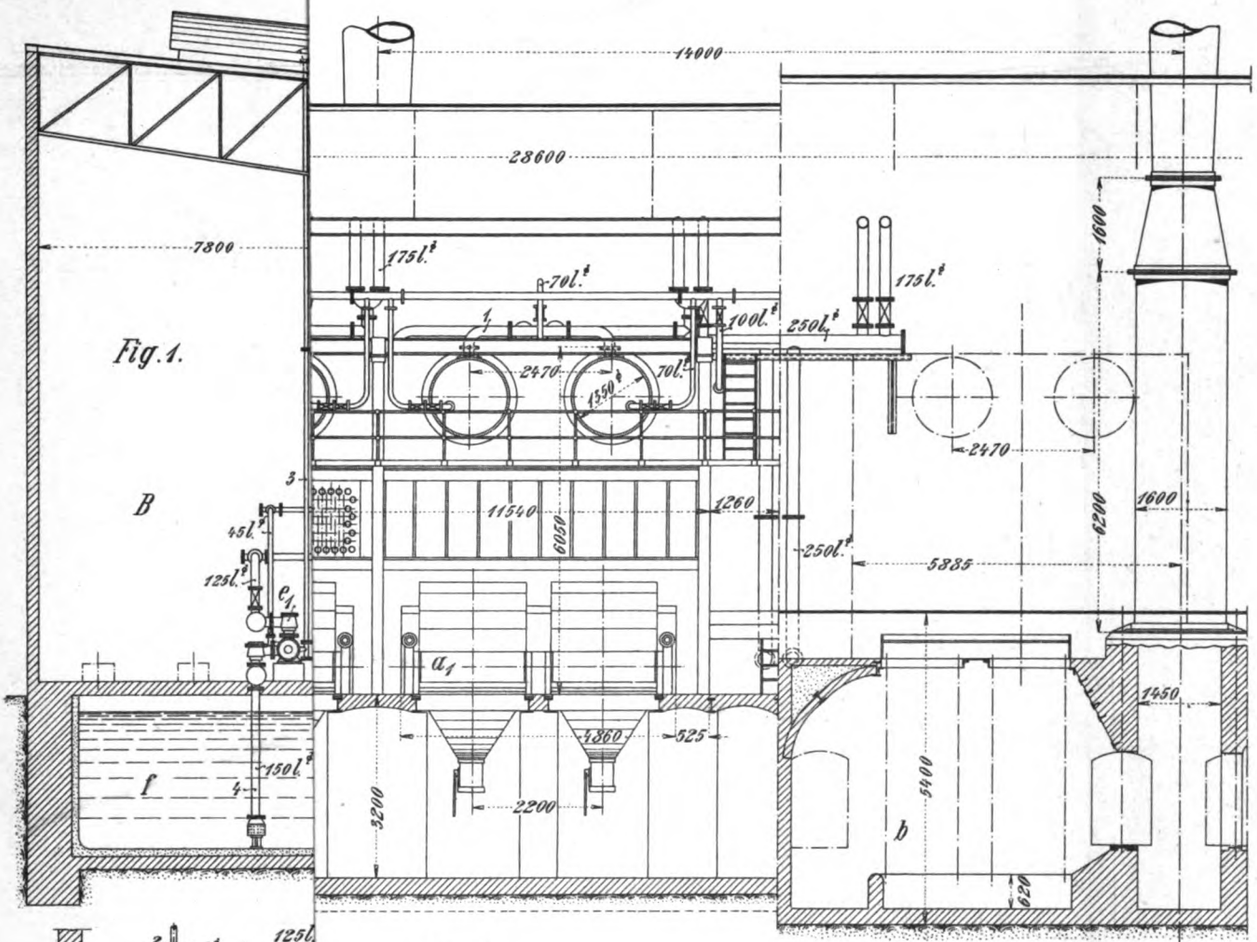
Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

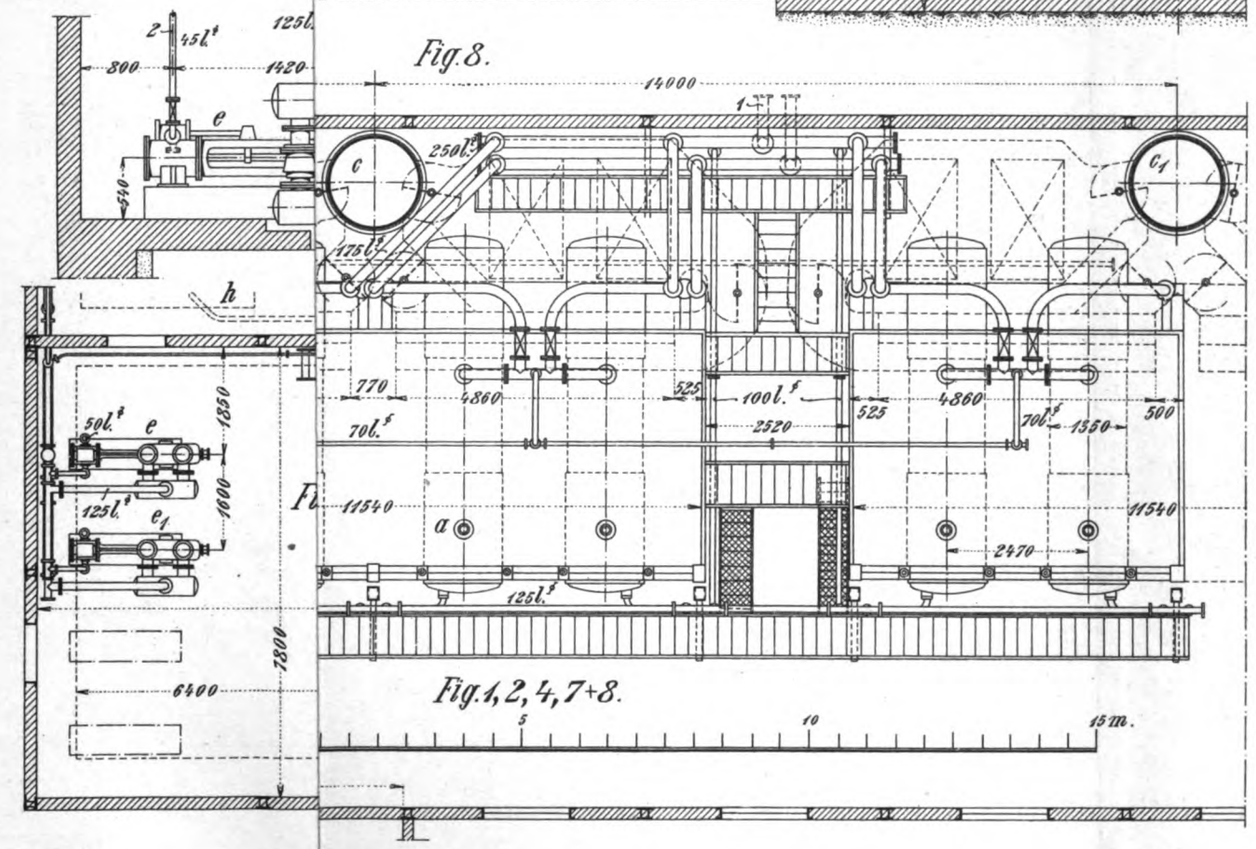


Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

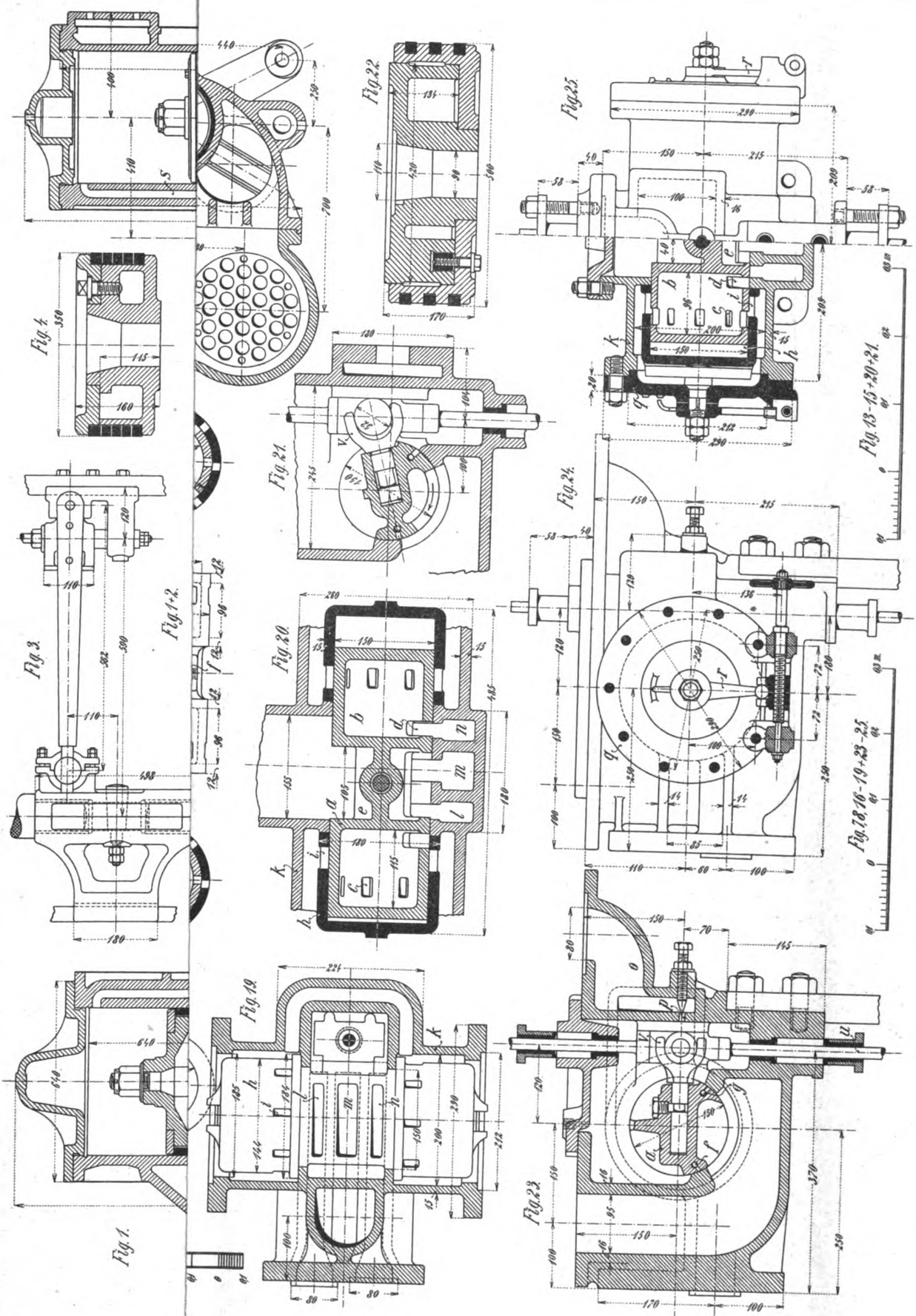


Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig

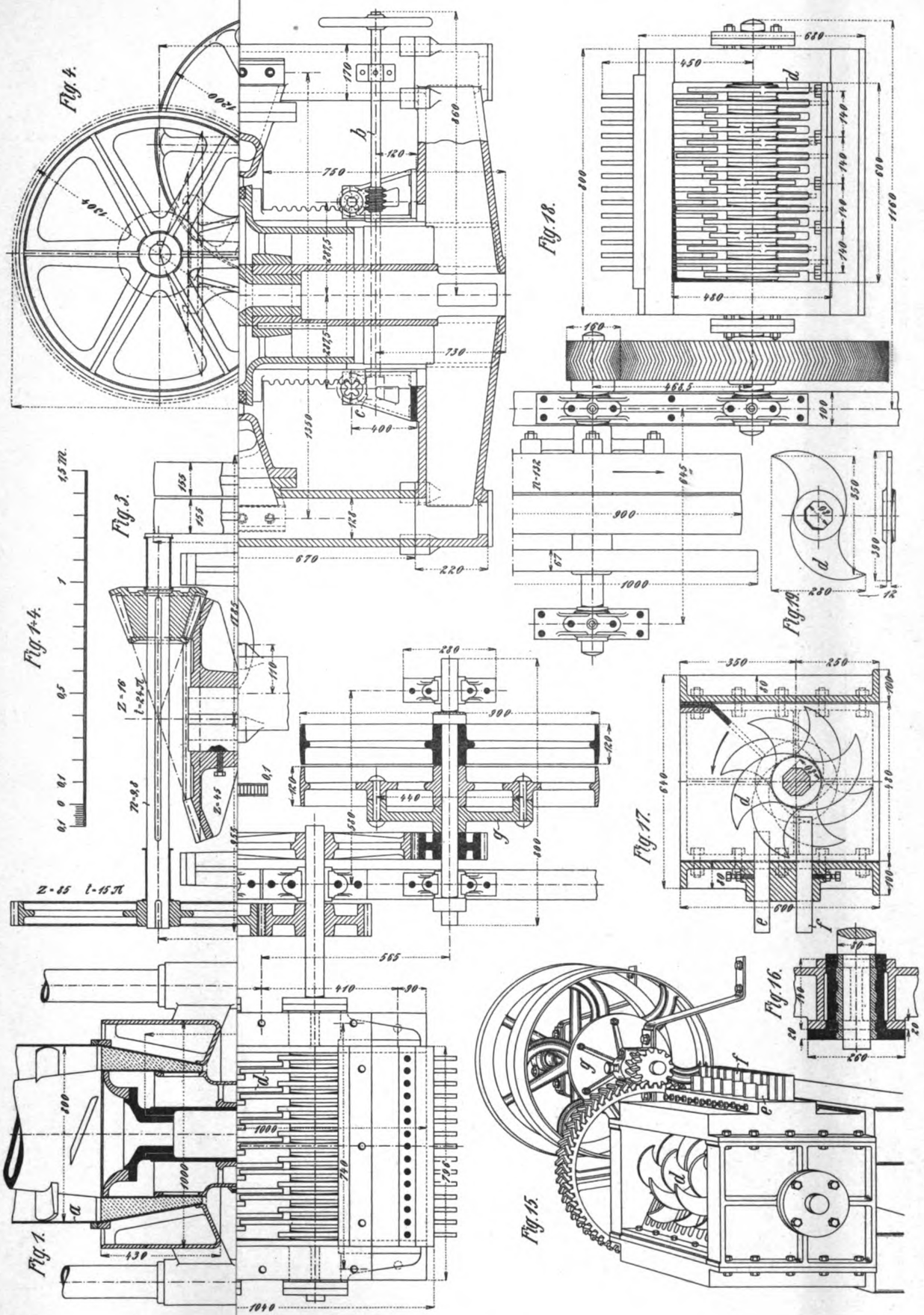




Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

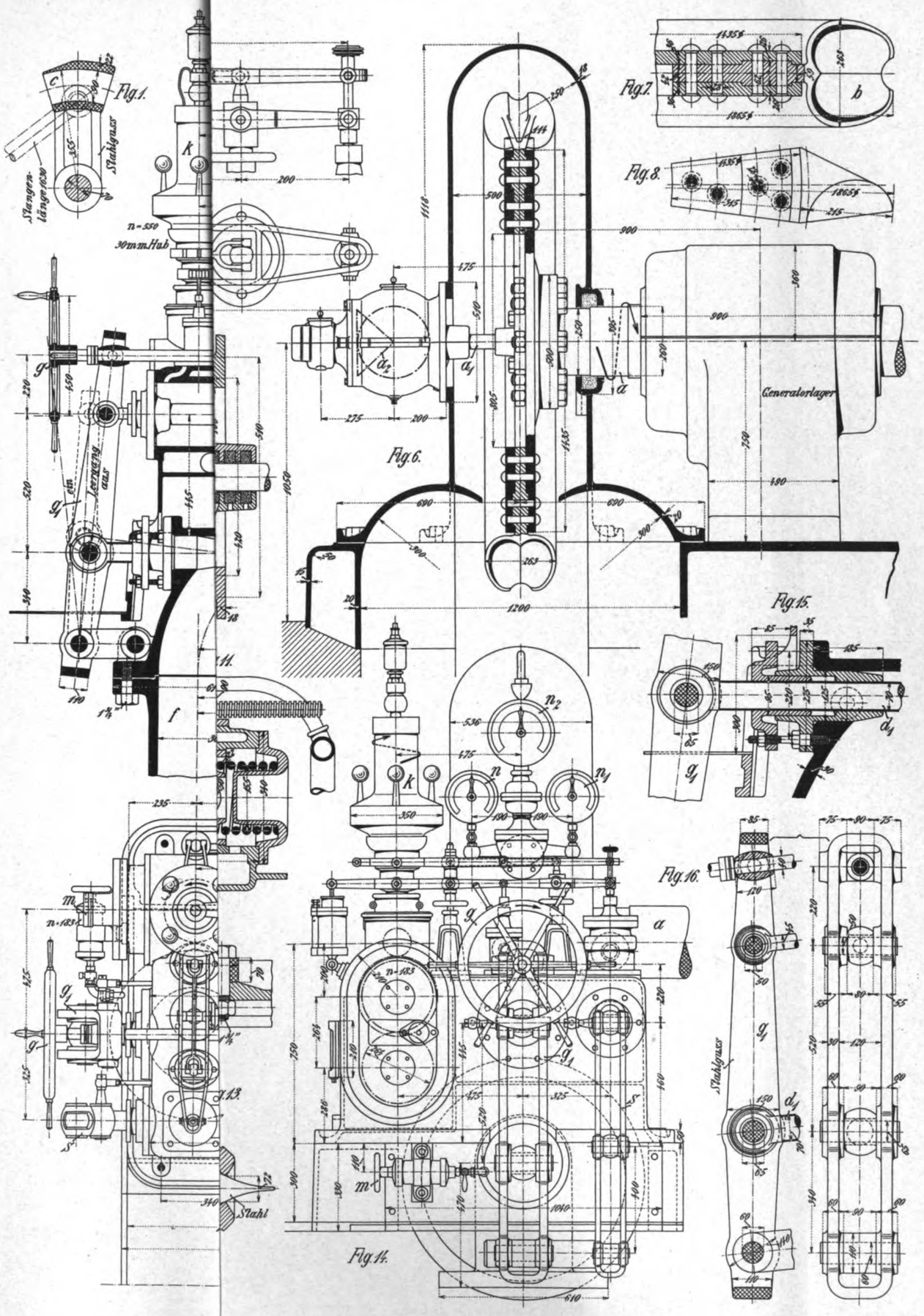


Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.



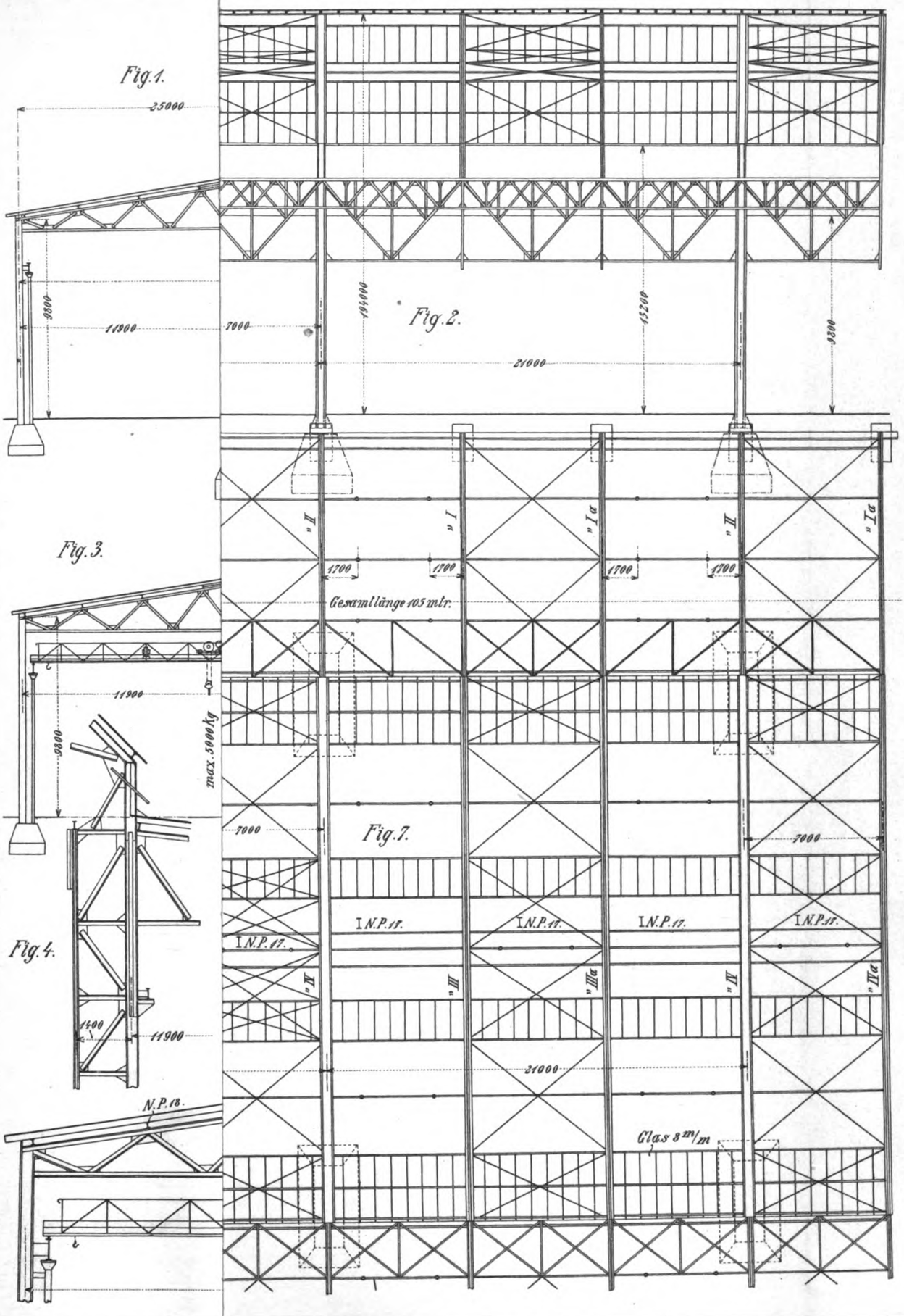
Uhlands technischer Verlag, C

Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

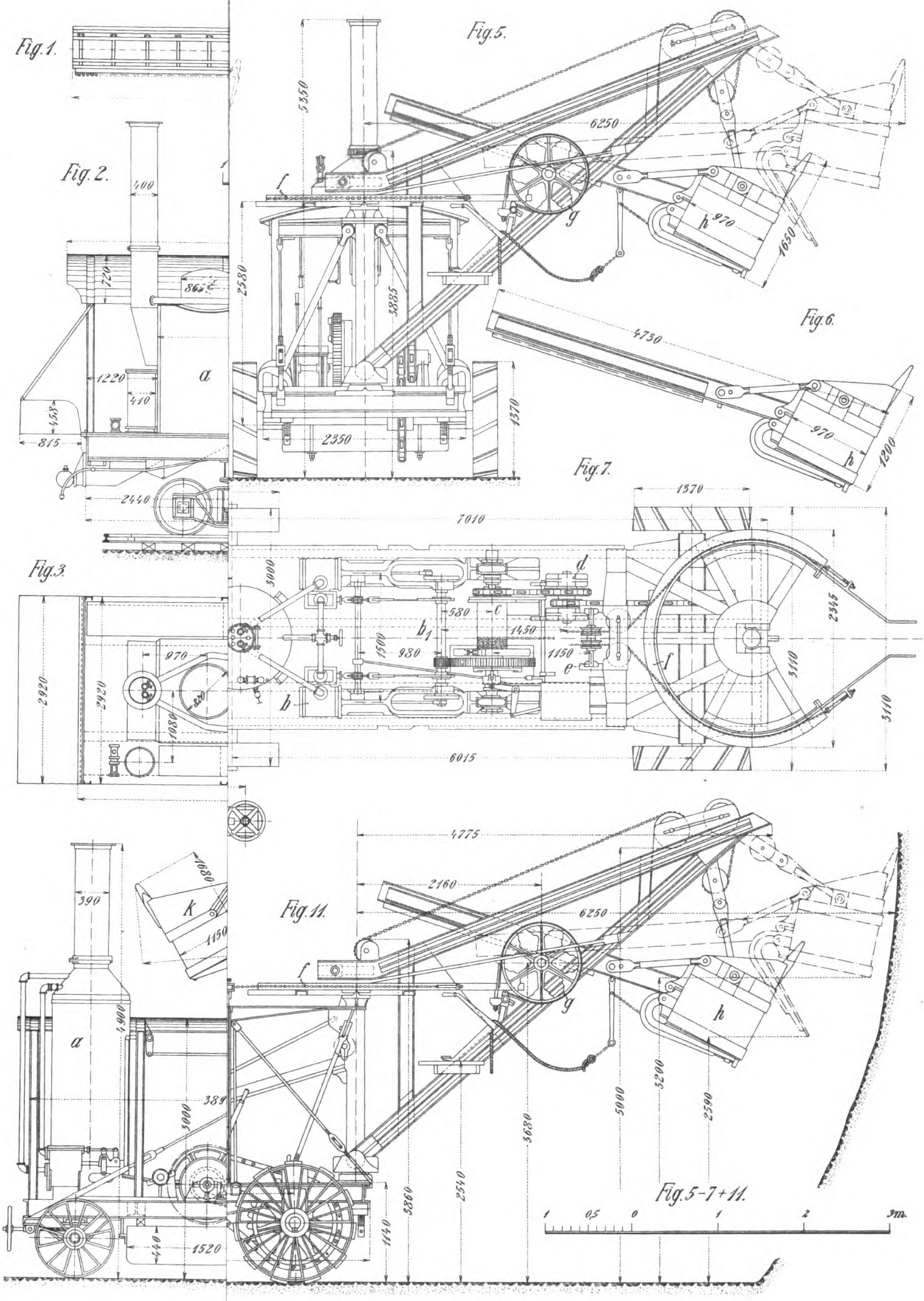


Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

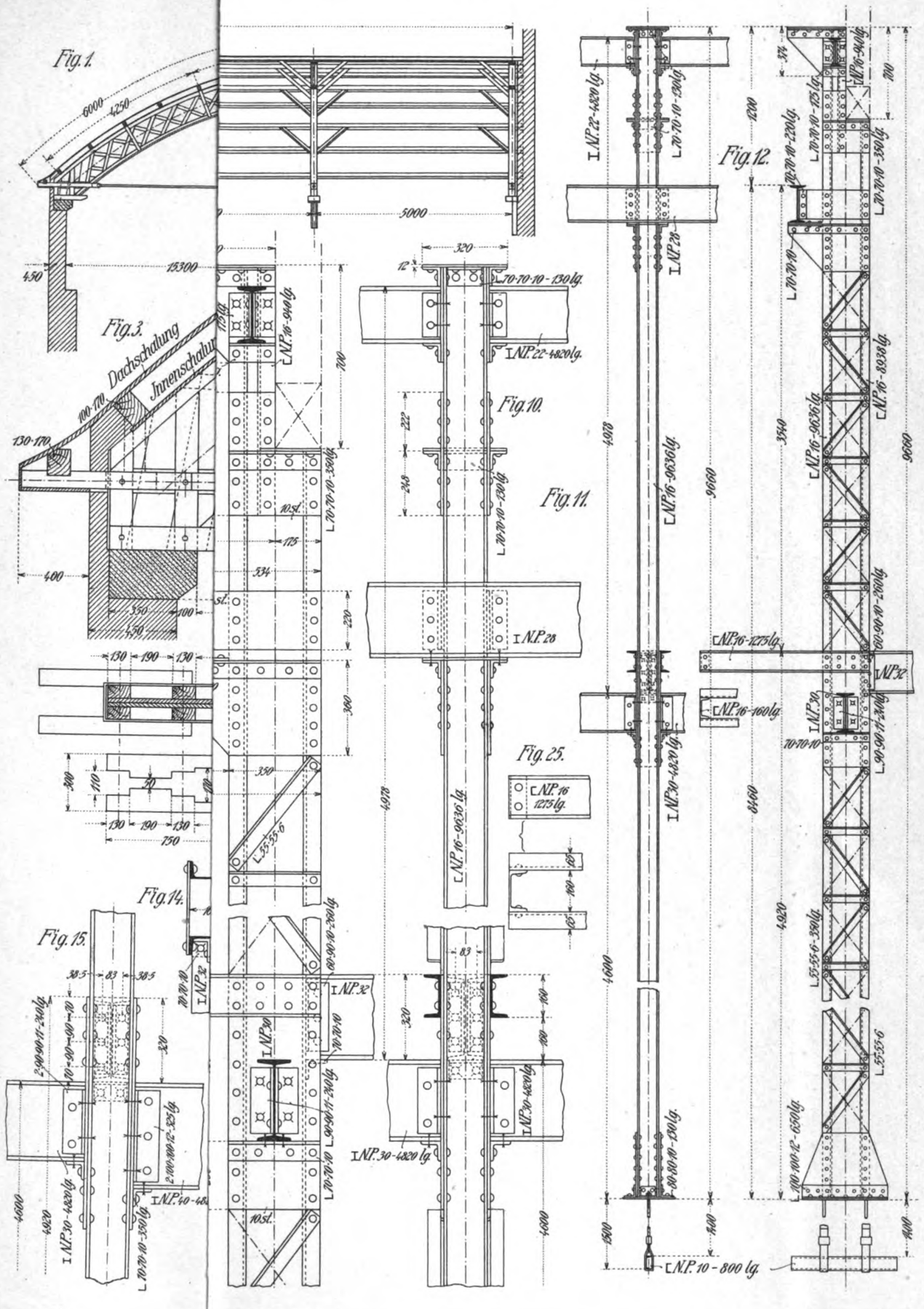
sst. zu Leipzig



Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.



Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.



Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

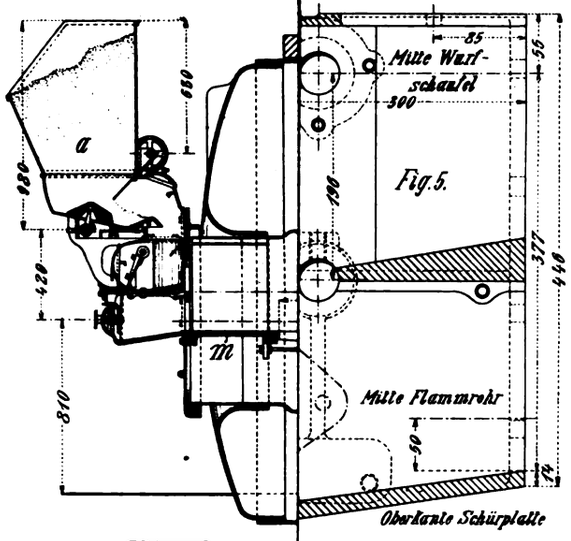


Fig. 5.

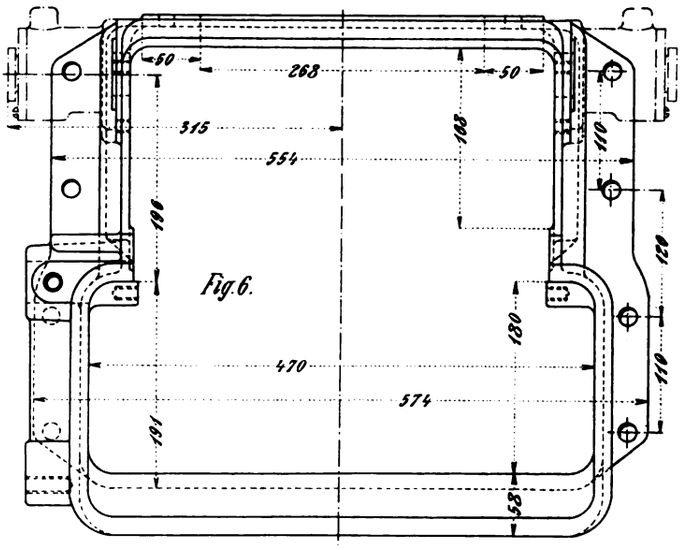


Fig. 6.

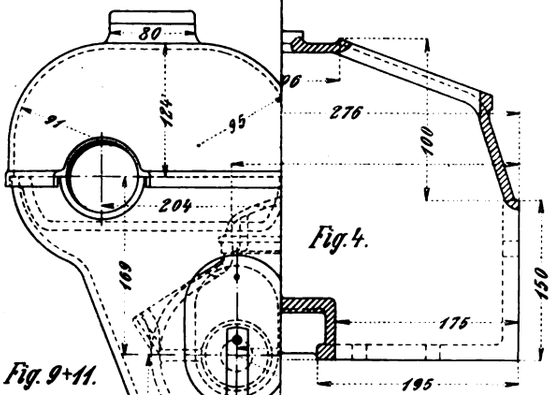


Fig. 4.

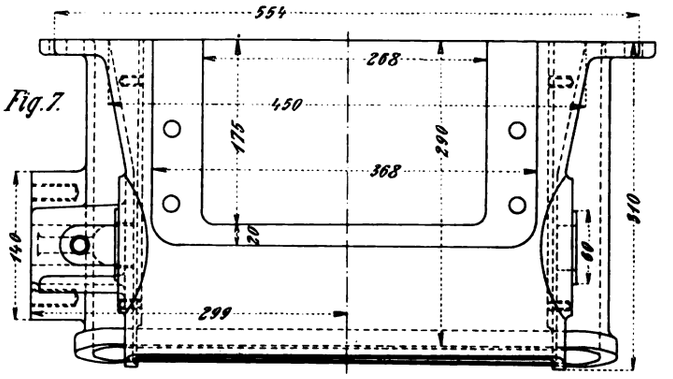


Fig. 7.

Fig. 9+11.

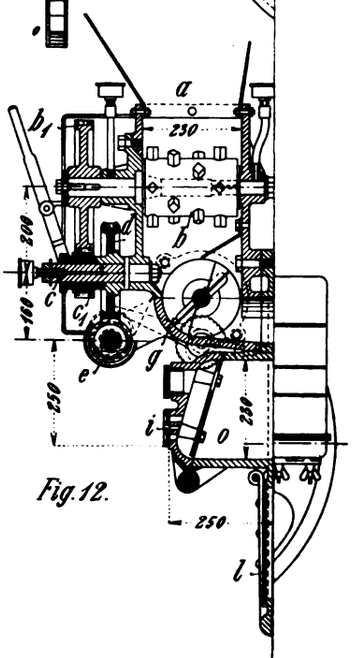


Fig. 12.

Fig. 18.

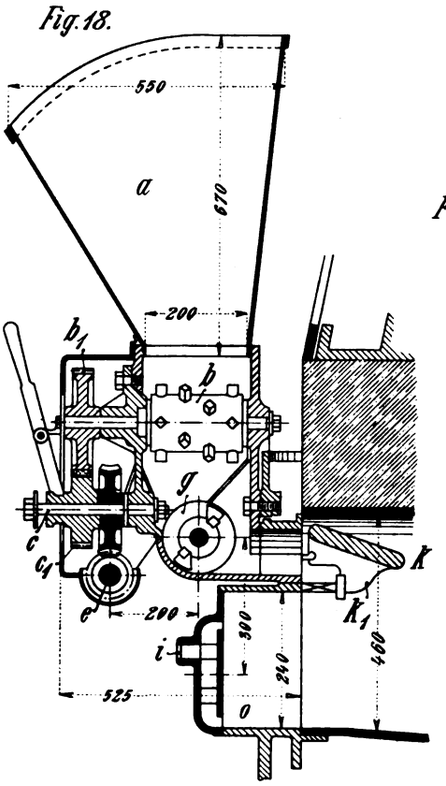
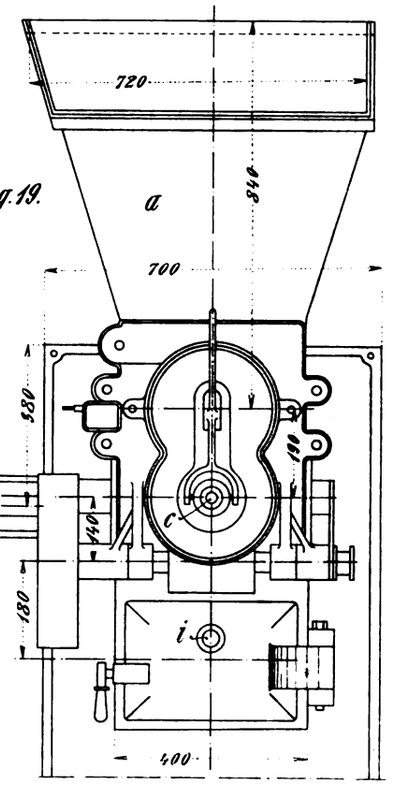
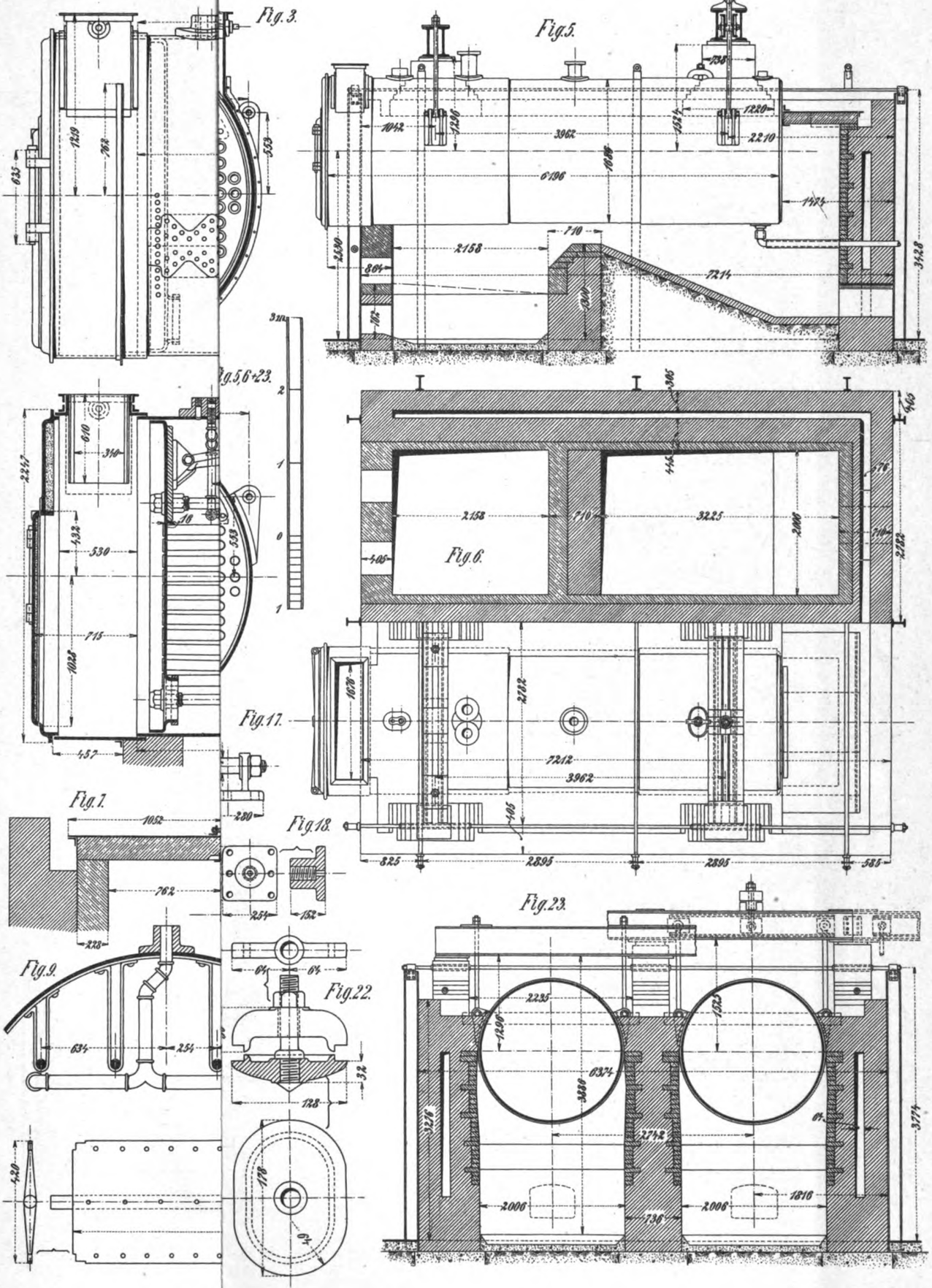


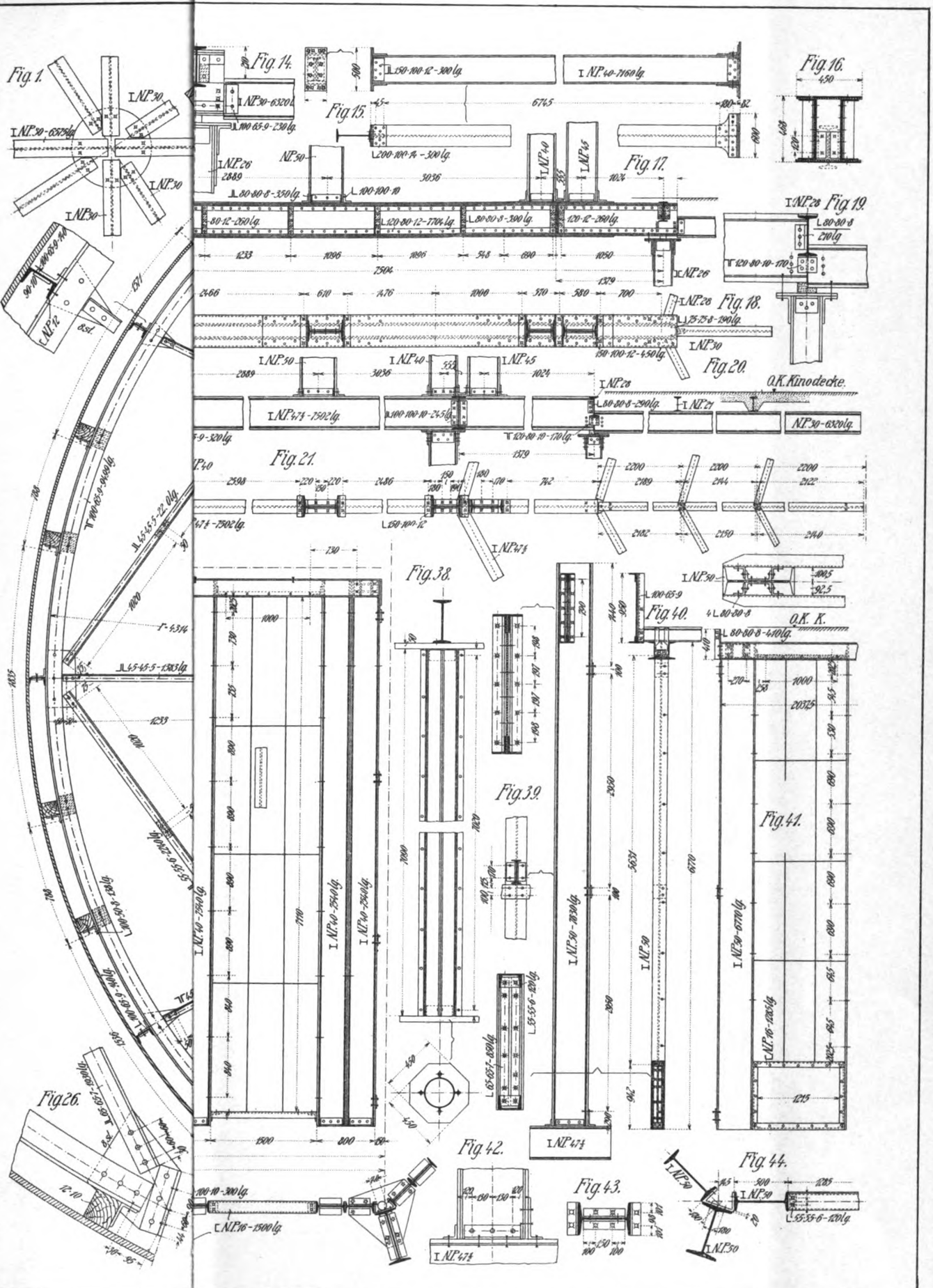
Fig. 19.



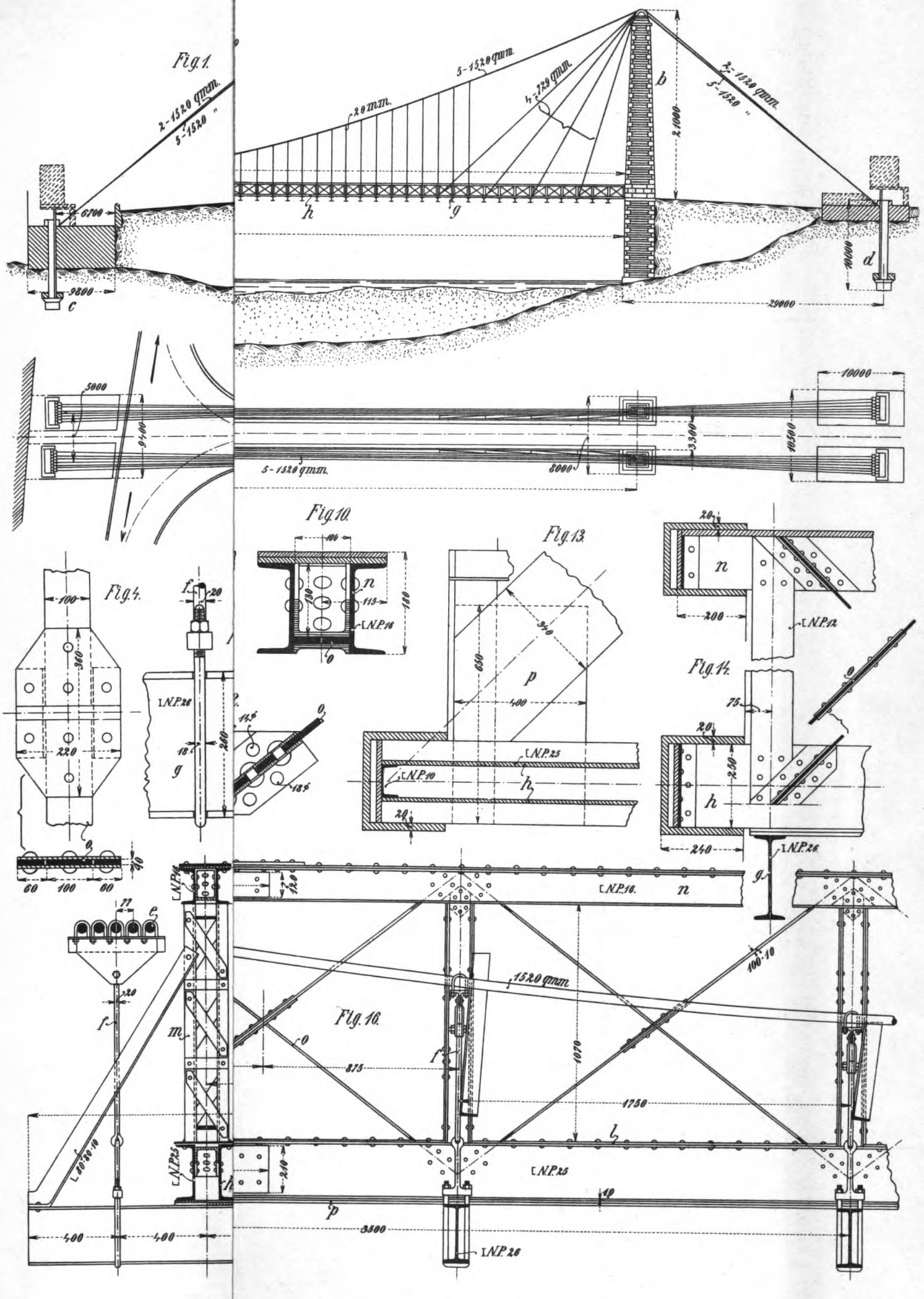
Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.



Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.



Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.



Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

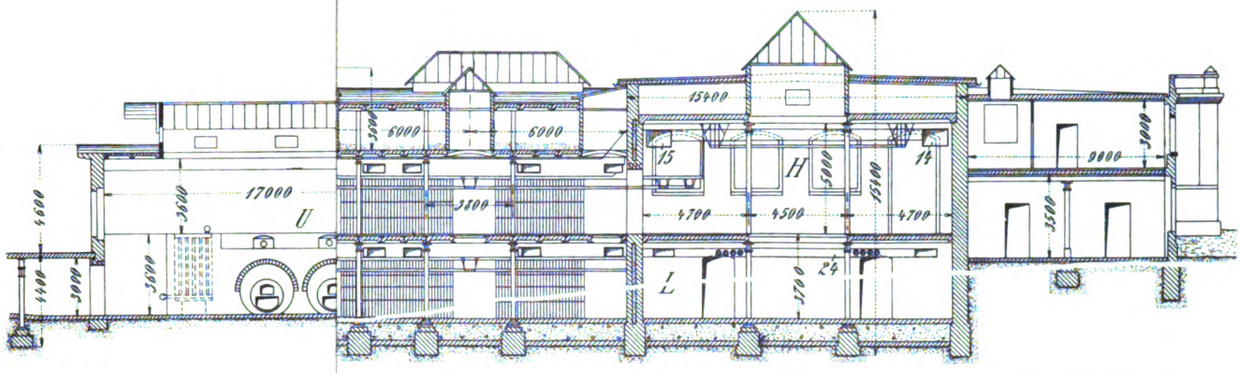
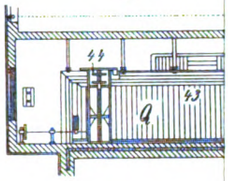


Fig. 2.



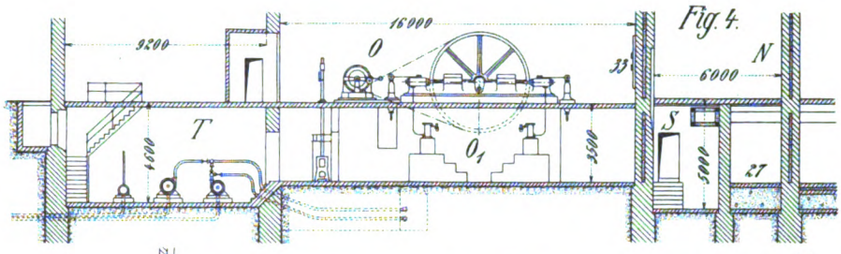
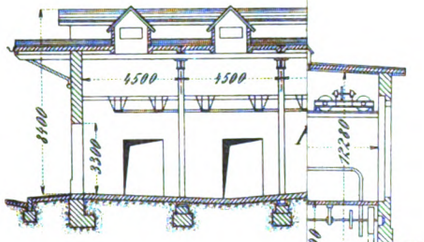


Fig. 4.



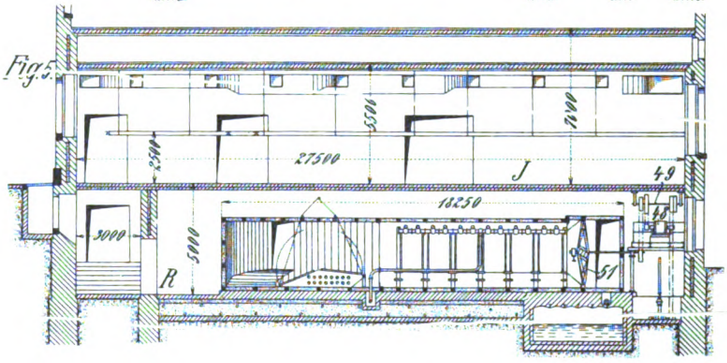
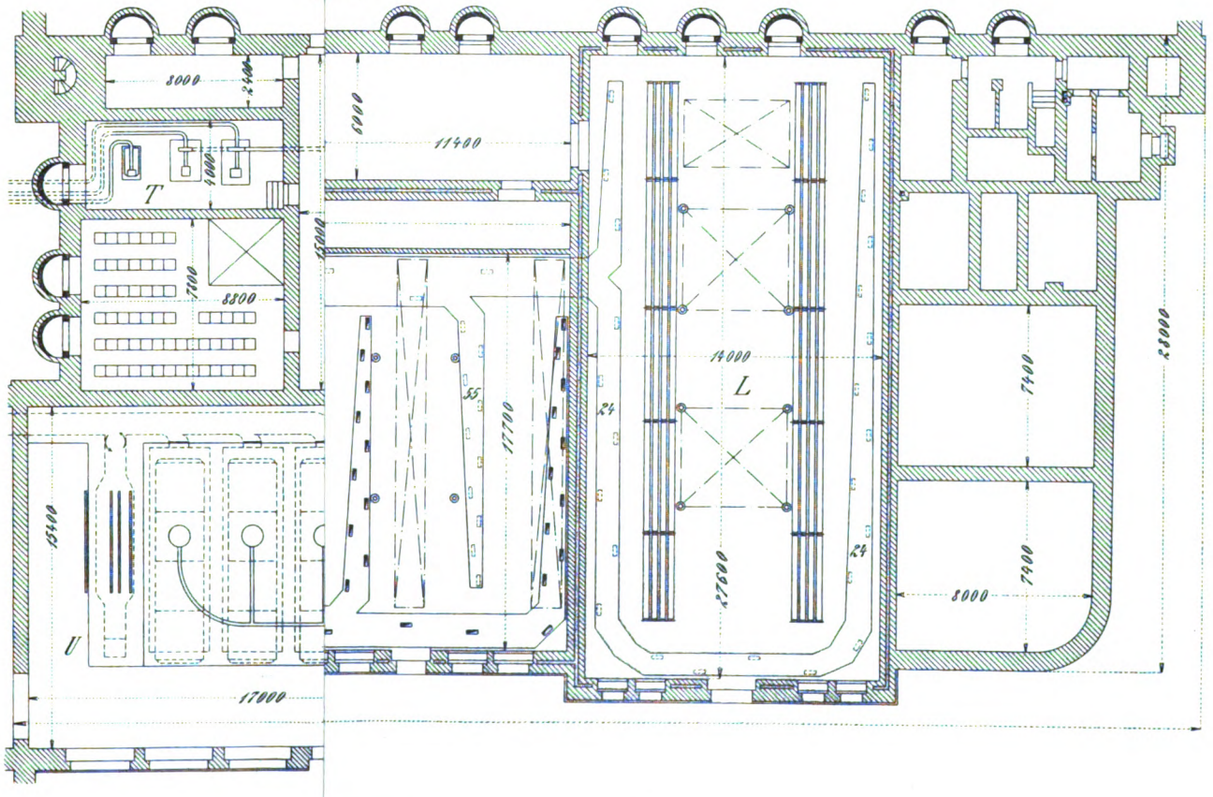
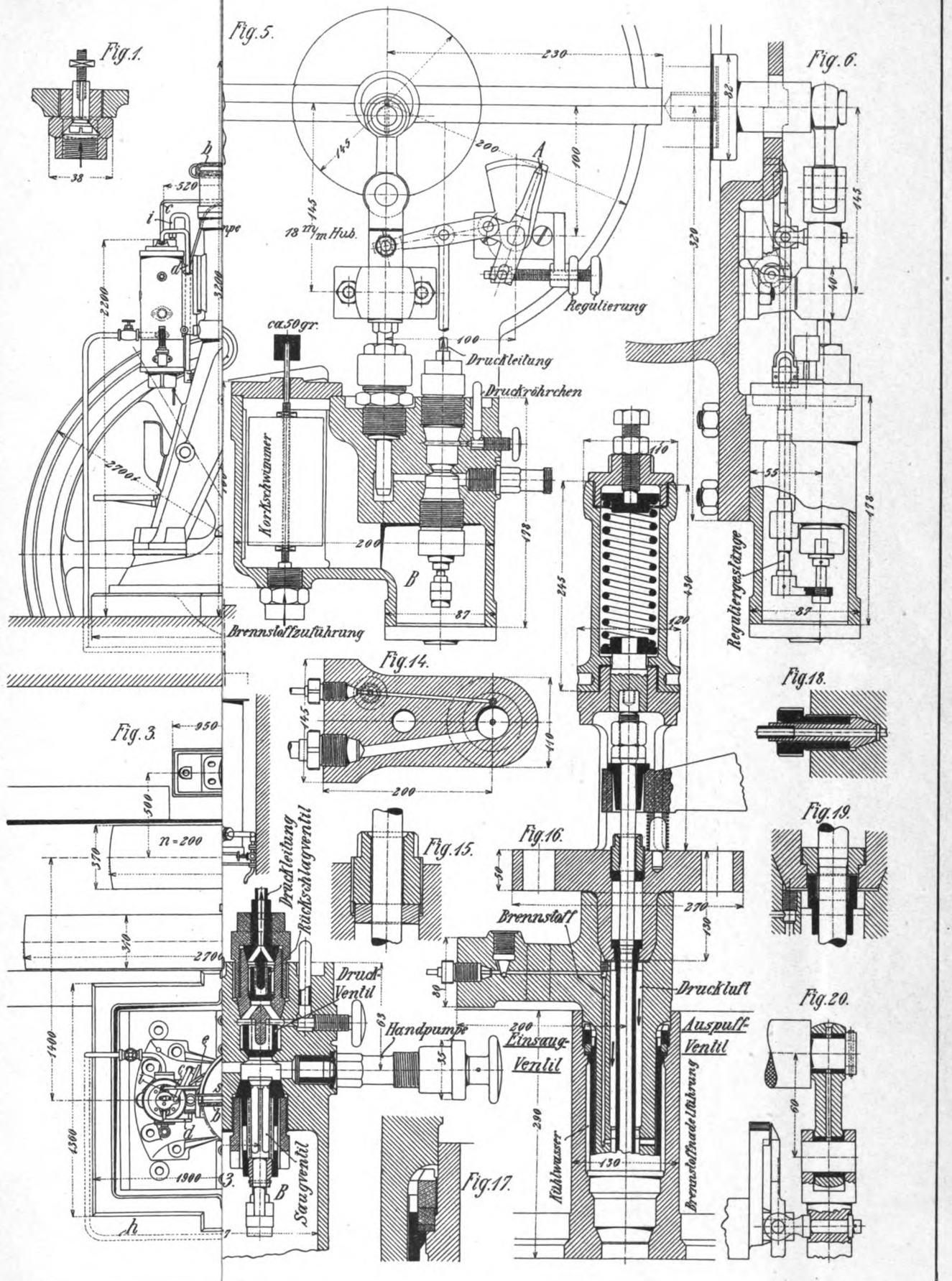


Fig. 5.

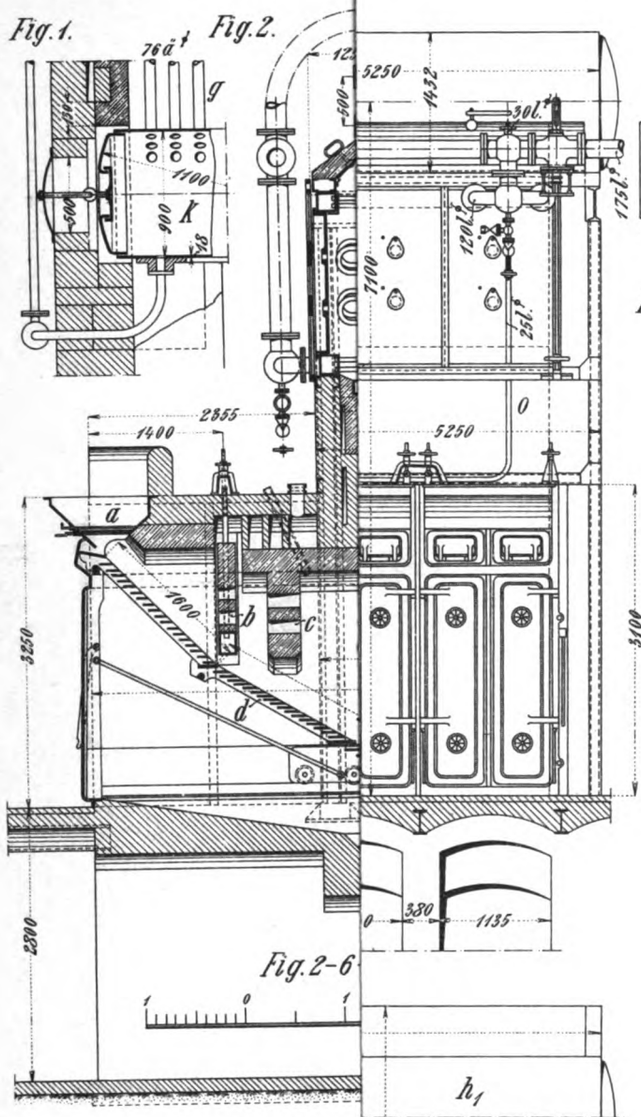
Fig.

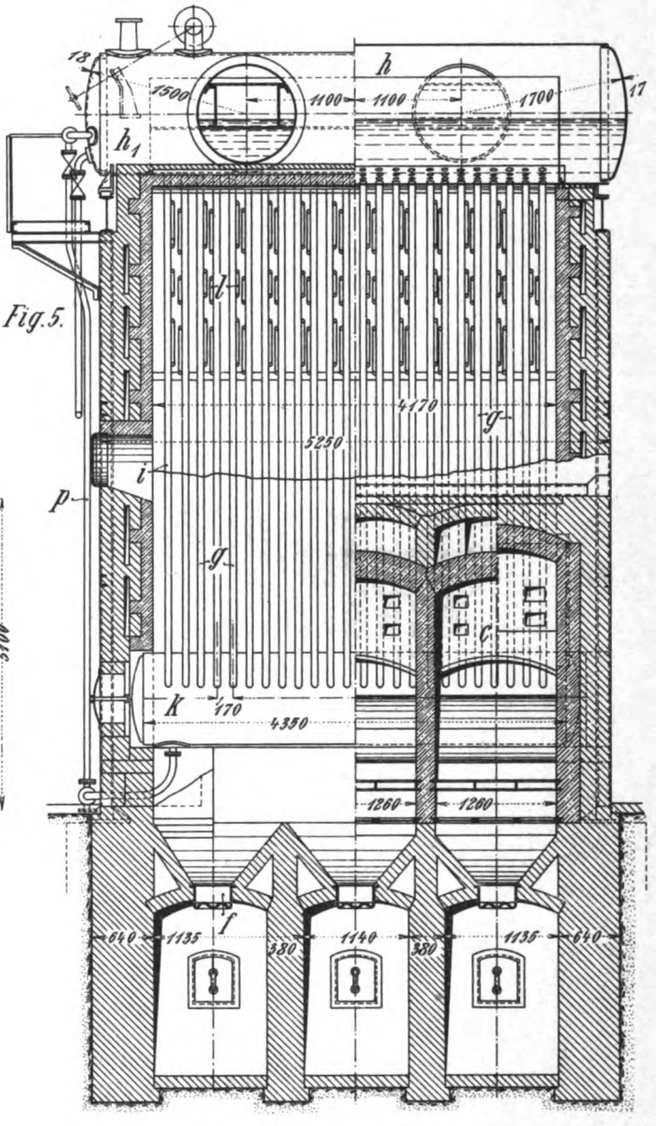


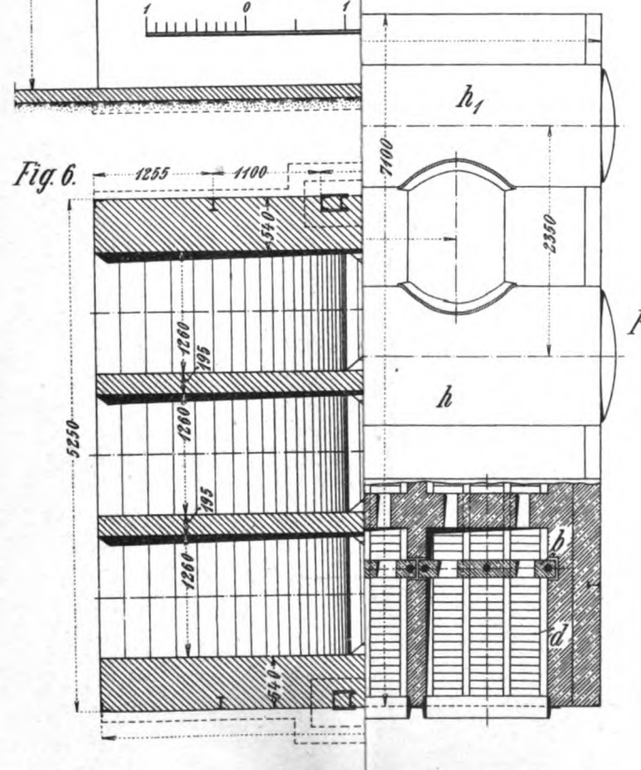
Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

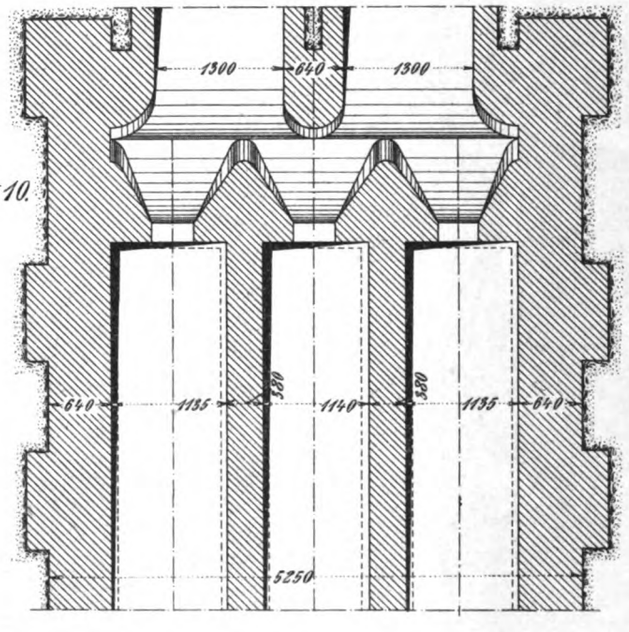


Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.









Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

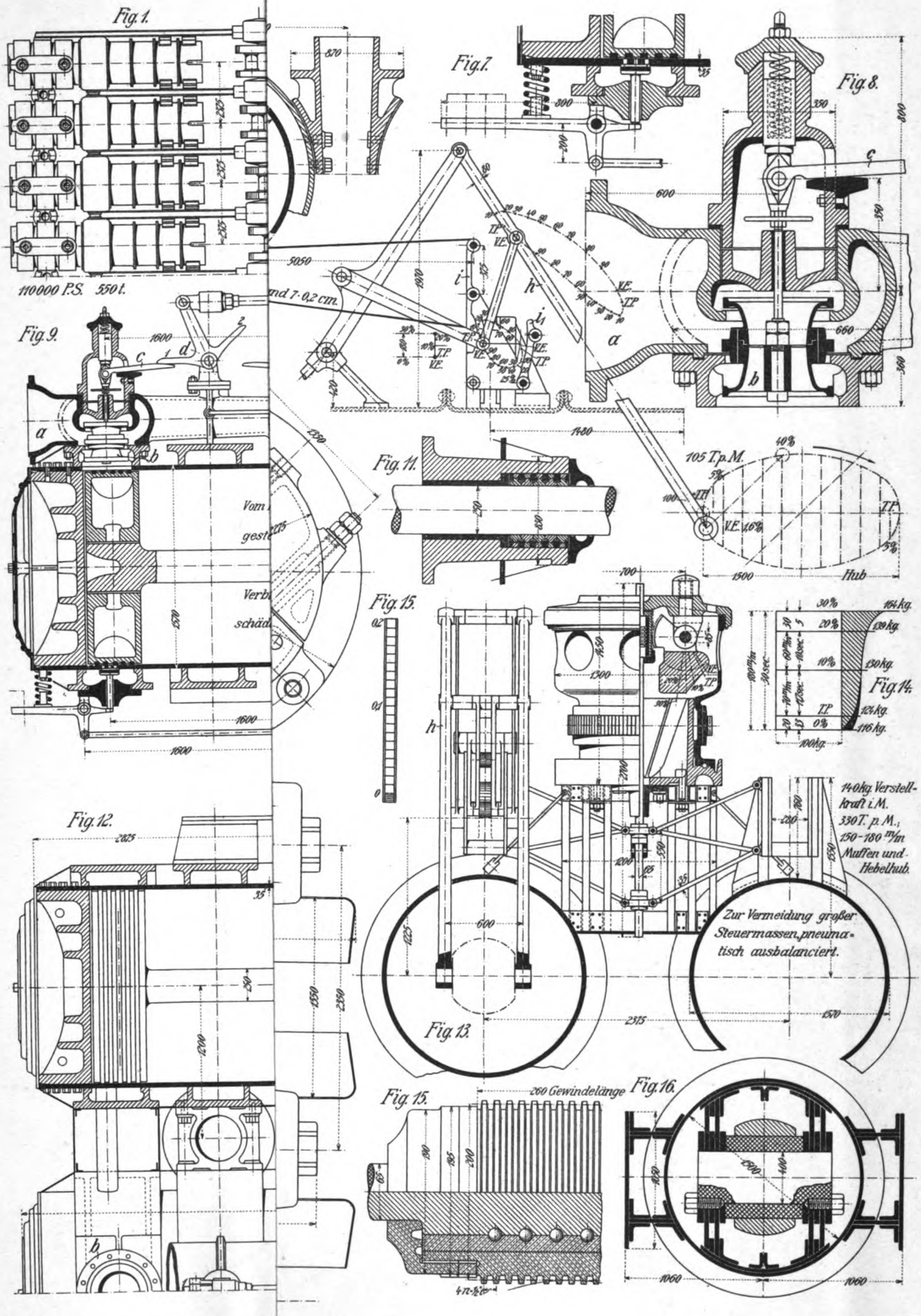
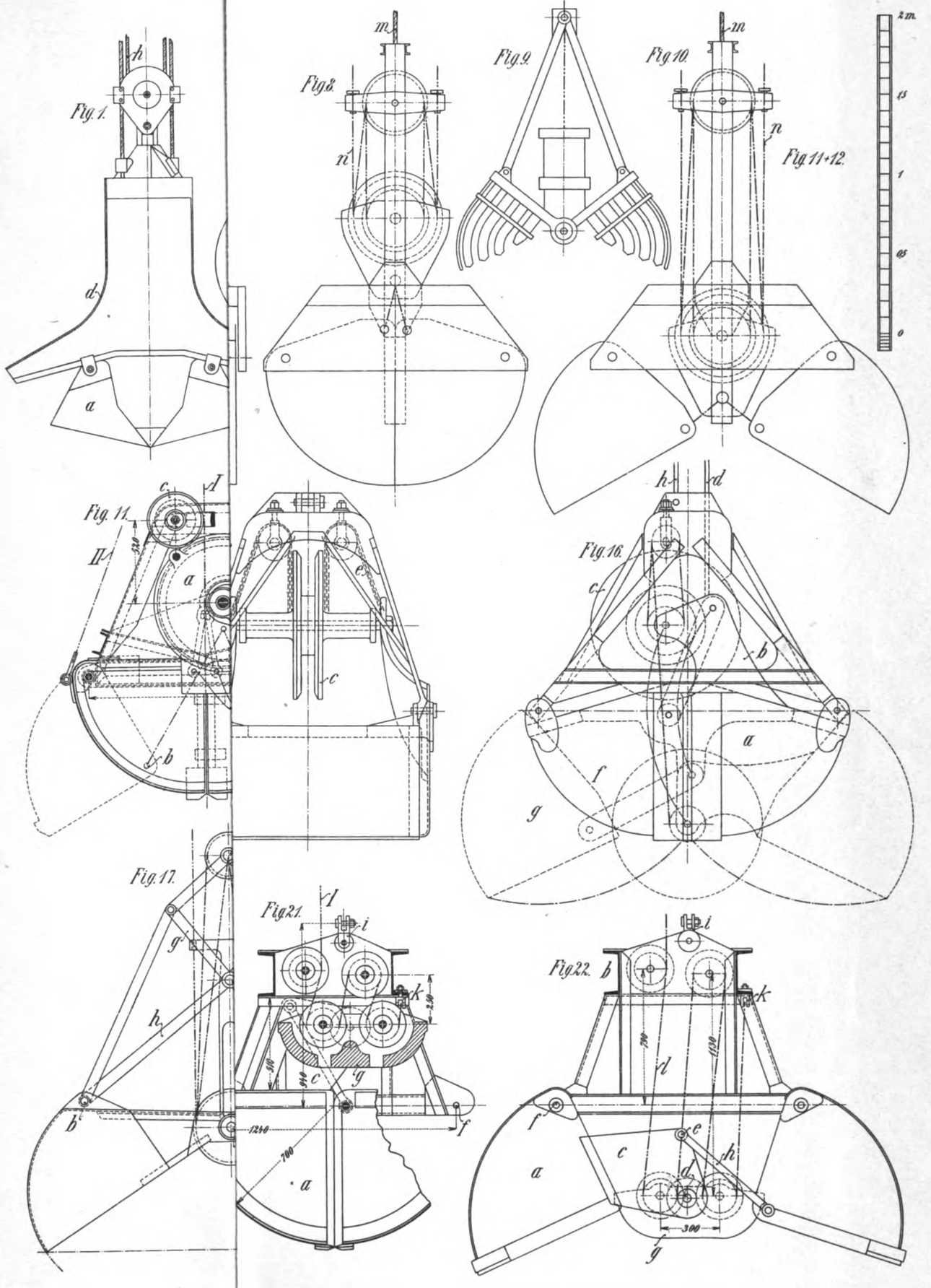
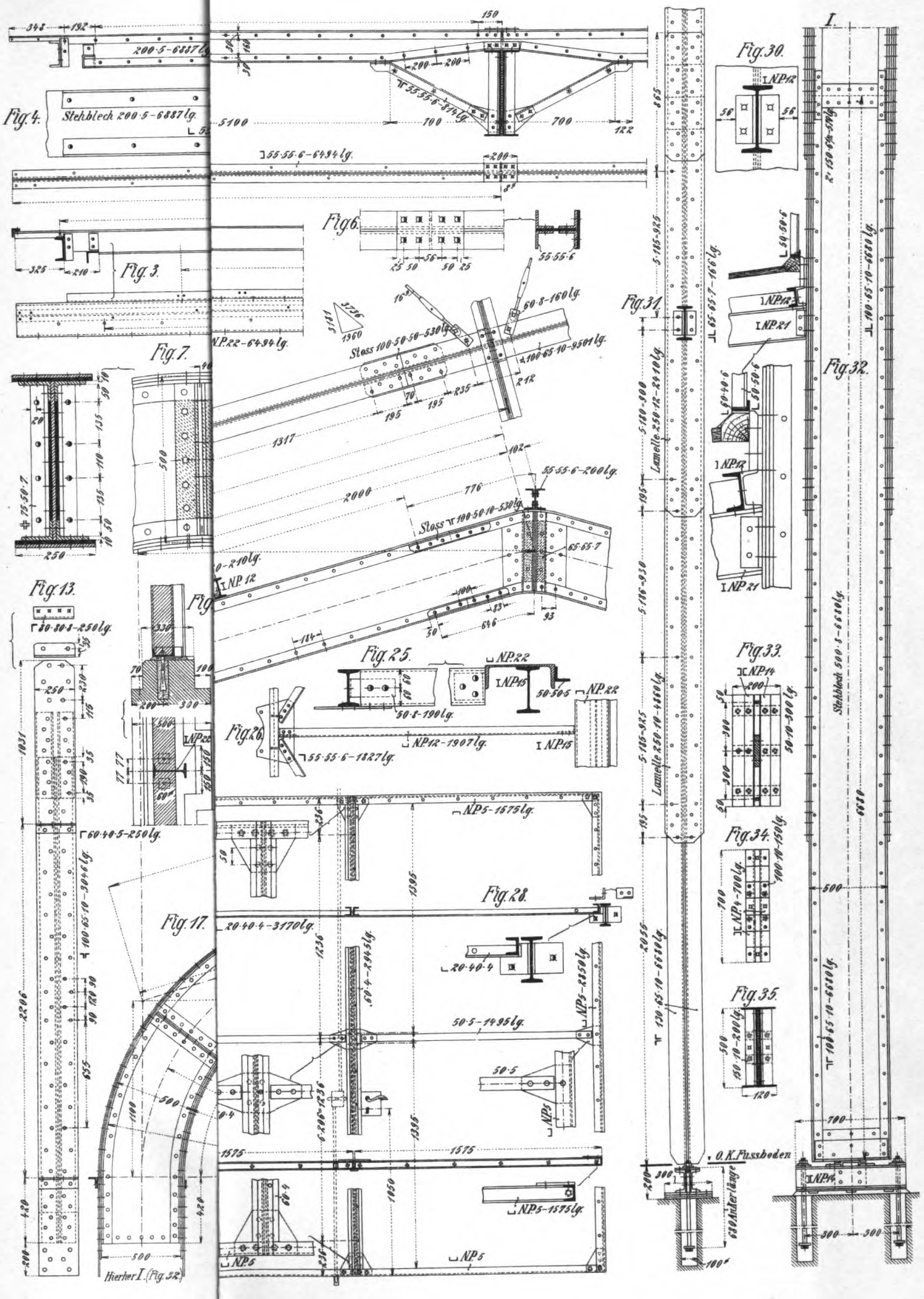


Fig. 1.
110000 P.S. 550 t.
Fig. 7.
Fig. 8.
Fig. 9.
Fig. 11.
105 T.p.M.
Hub
Fig. 15.
Fig. 14.
Fig. 12.
Fig. 13.
Fig. 15.
Fig. 16.
260 Gewindelänge
140 kg Verstellkraft i.M. 330 T. p. M.; 150–180 m/m Muffen und Hebelhub.
Zur Vermeidung großer Steuermassen pneumatisch ausbalanciert.



Aarland & Müller Graph Kunstanstalt, Leipzig.



Rarland & Müller, Graph Kunstanstalt, Leipzig.

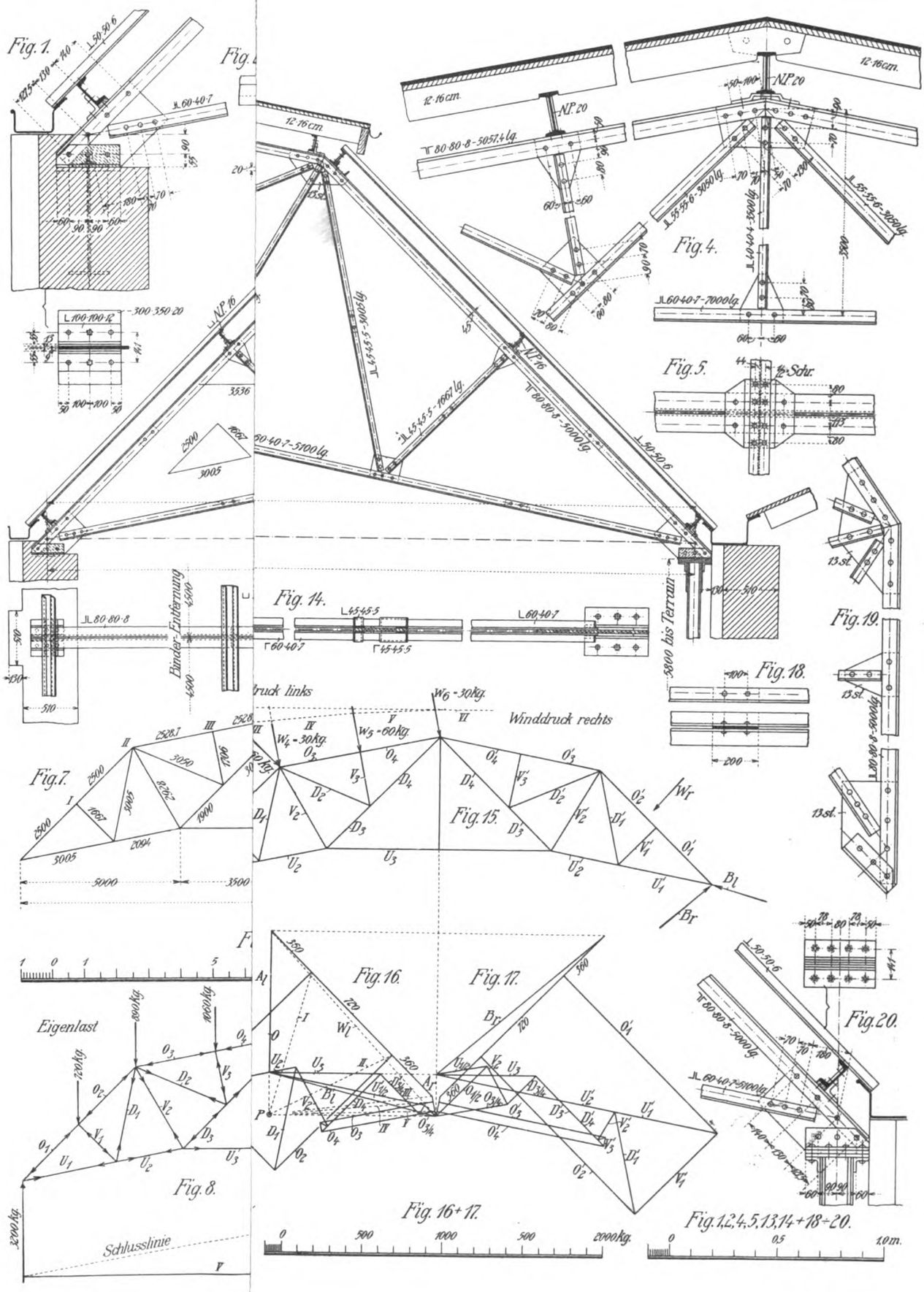
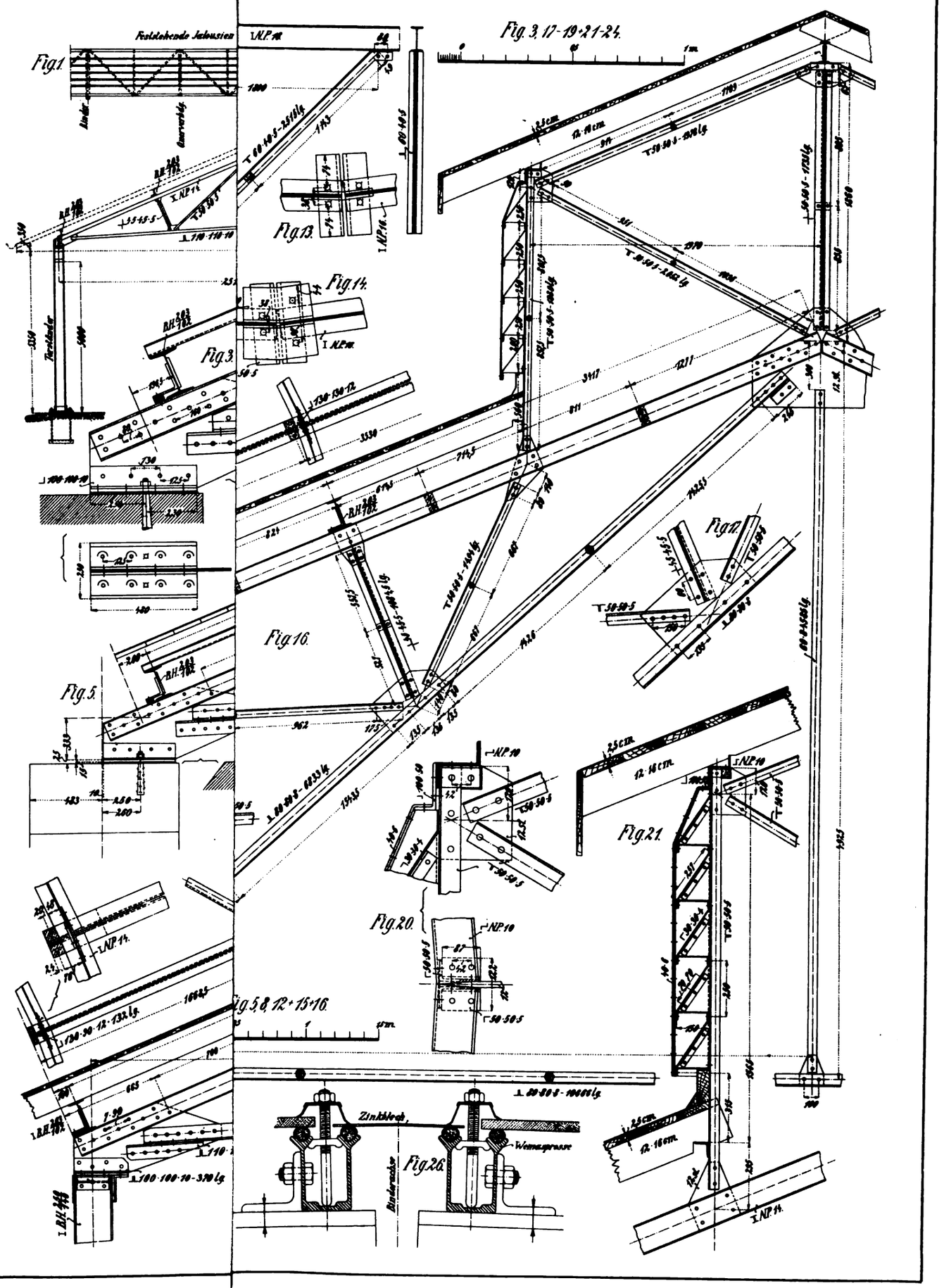


Fig. 1.
Fig. 4.
Fig. 5.
Fig. 14.
Fig. 18.
Fig. 19.
Fig. 7.
Fig. 15.
Fig. 8.
Fig. 16.
Fig. 17.
Fig. 16+17.
Fig. 20.
Fig. 1,2,4,5,13,14+18÷20.
Winddruck links
Winddruck rechts
Eigenlast
Schlusslinie
Binder-Entfernung
5800 bis Terrain

Tafel nr 46 [illegible] Deutsche Werkzeugmaschinenbau



Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

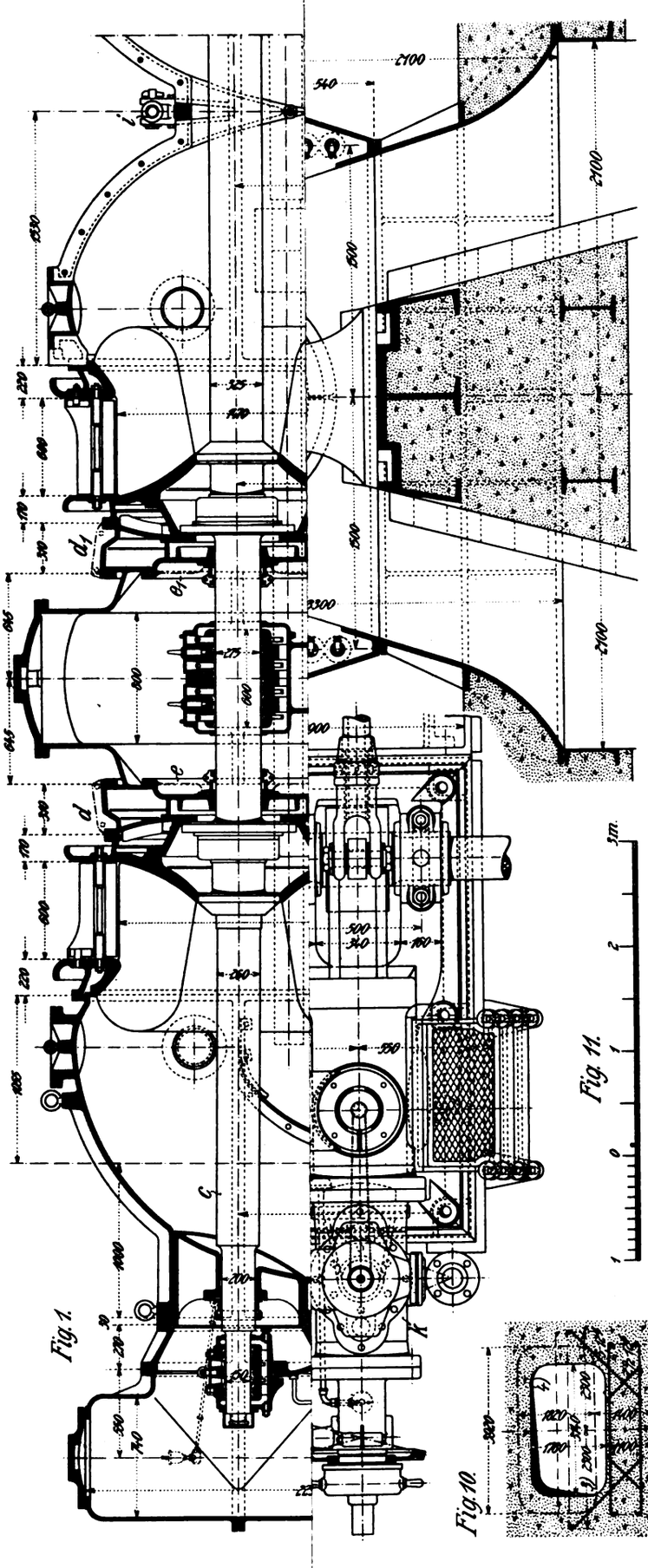


Fig. 1.

Fig. 11.

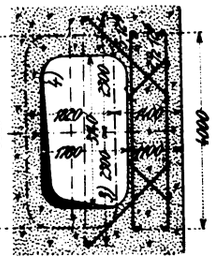


Fig. 10.

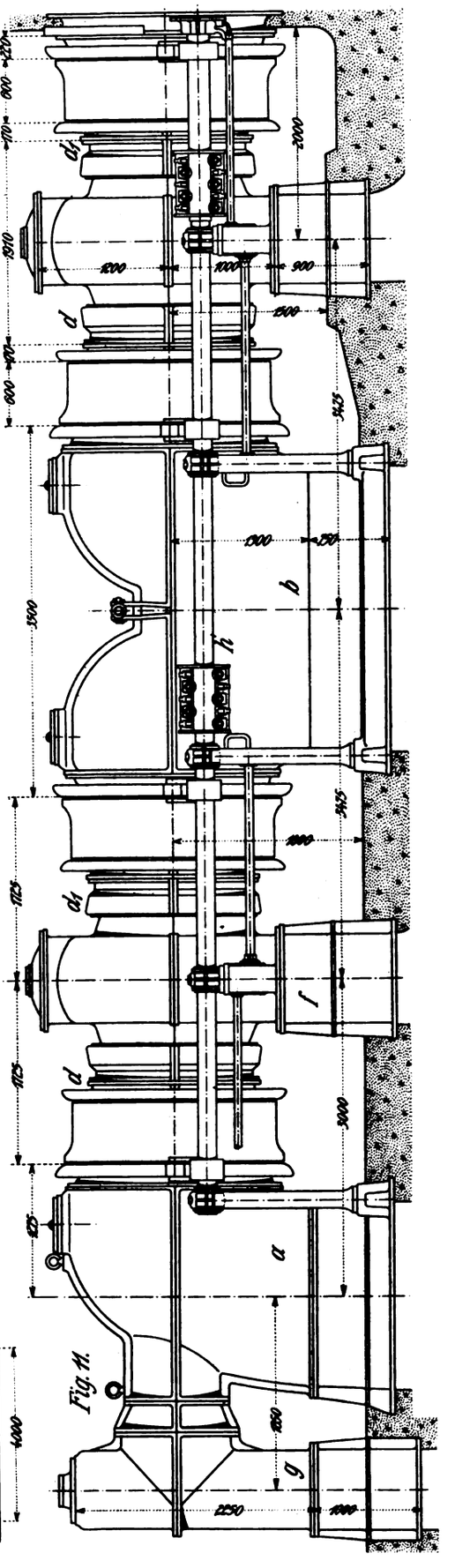
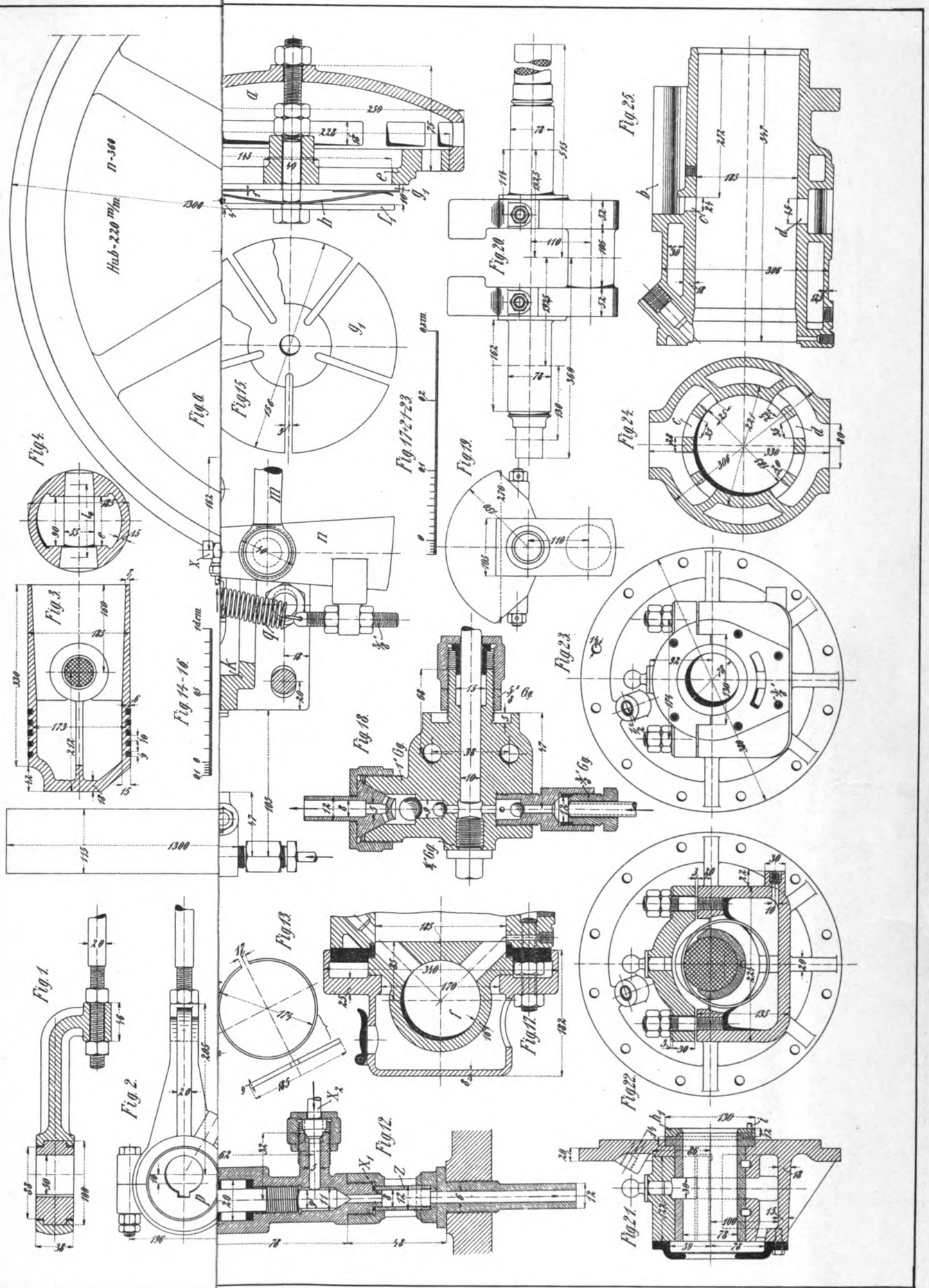
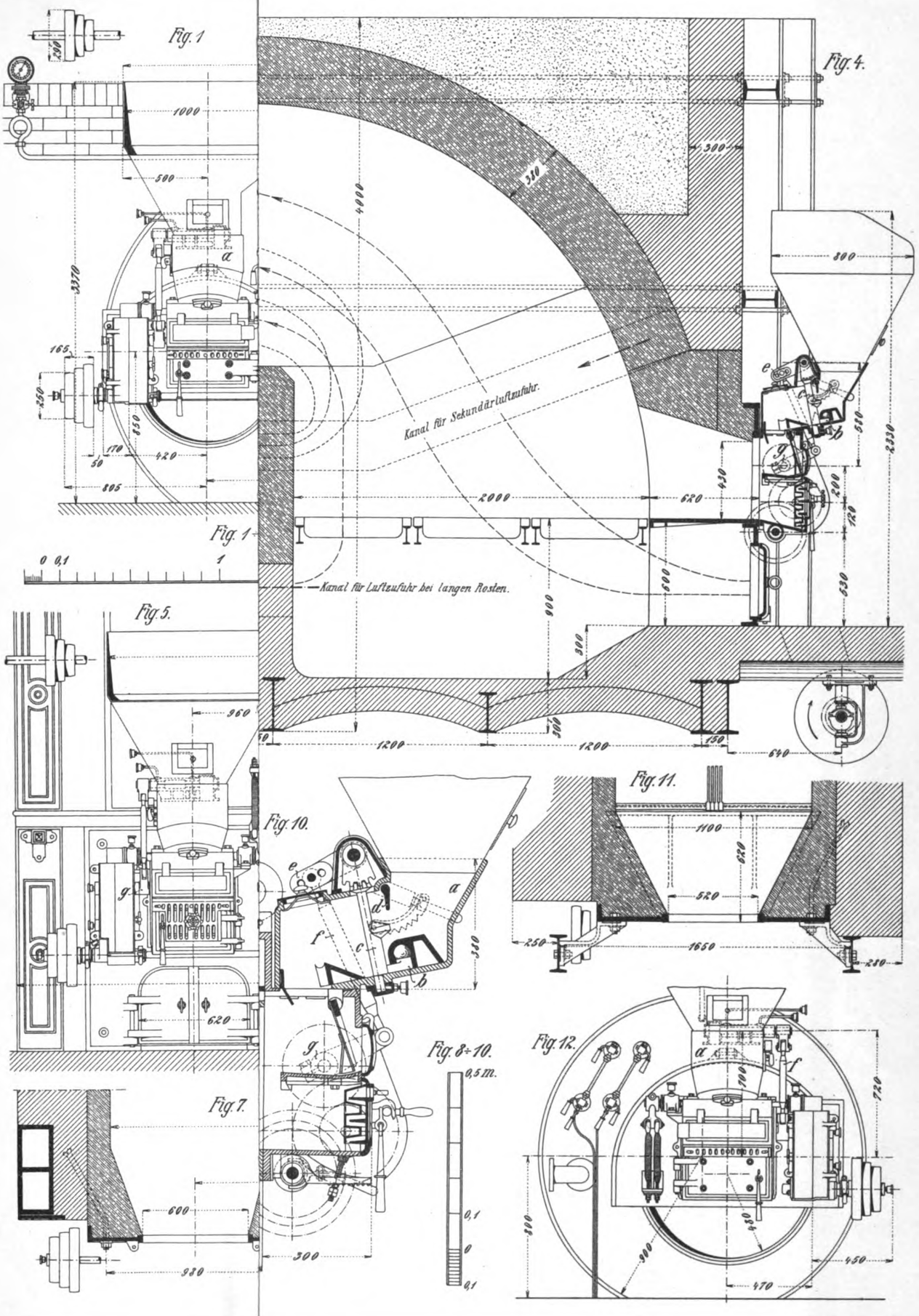


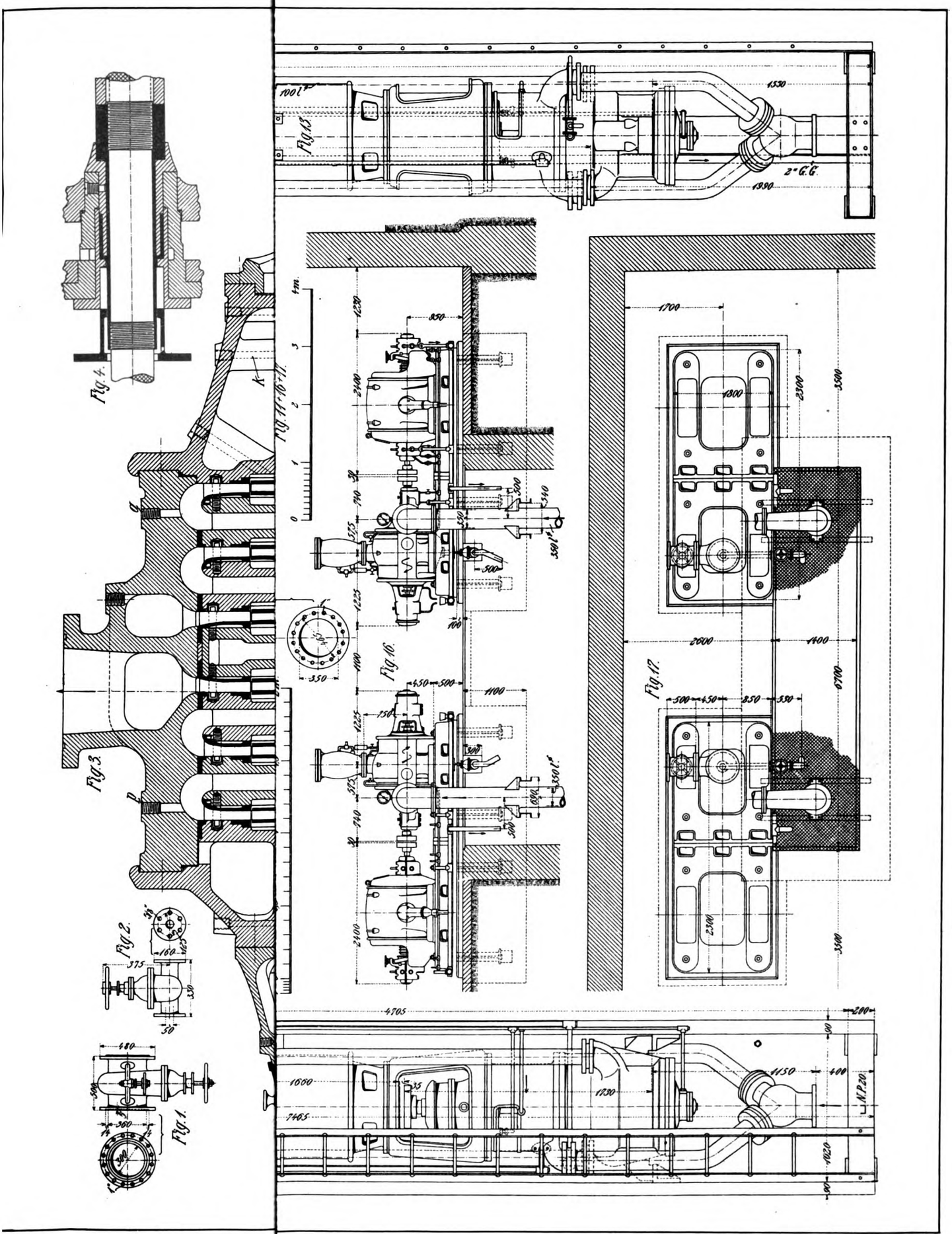
Fig. 11.



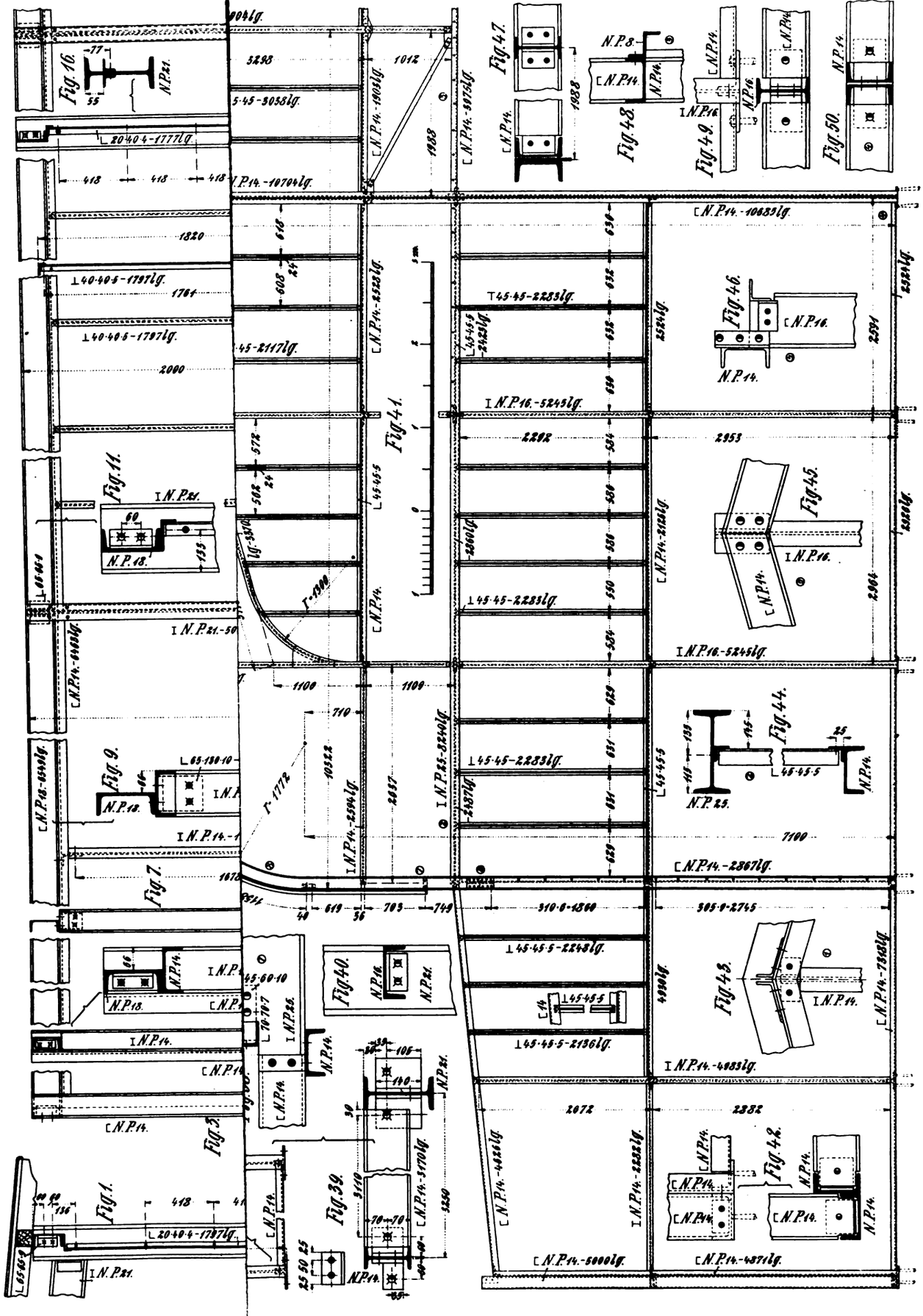
Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig



Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.



Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.



Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

46. Jahrgang. Nr. 39. Begründet von W. H. Uhland. 25. September 1913.

Nachdruck einzelner Artikel oder Zeichnungen ohne Genehmigung der Redaktion verboten. Für unverlangt eingesandte Manuskripte wird keinerlei Haftung übernommen, Rücksendung erfolgt nur gegen Rückporto.

Die elektrische Zentrale Hohenschönhausen

der Nordöstlichen Berliner Vorortbahn, Aktiengesellschaft.

Mit Abbildungen, Fig. 50 bis 52.

Die betriebstechnischen Vorzüge der Heißdampf-Verbund-Lokomobile machen sich in besonderem Maße für elektrische Bahnzentralen geltend. Denn diese verlangen durch die Besonderheit ihres Betriebes eine unter allen Umständen unbedingt betriebssichere Kraftmaschine, die weiterhin in der Lage ist, die großen Belastungsstöße des Bahnbetriebes anstandslos aufzunehmen, die also eine hohe Überlastbarkeit aufweisen muß.

Über eine neuere derartige Bahnzentrale mit Lokomobilbetrieb seien nachstehend einige Angaben mitgeteilt.

Die Nordöstliche Berliner Vorortbahn Aktiengesellschaft in Berlin wählte für die Erweiterung ihrer Bahnzentrale in Hohenschönhausen bei Berlin eine Lanzsche Heißdampf-Verbund-Lokomobile mit Ventilsteuerung System Lentz, und zwar sollte die Dynamomaschine in direkter Kupplung angetrieben werden.

Das Maschinenhaus, das außer dem neuen Lokomobil-elektrischen Aggregat eine ältere Lokomobile mit Riemenantrieb auf zwei Dynamomaschinen enthält, hat 19,5 m Länge und 10,9 m Breite, also eine Gesamtfläche von 212 qm. Die Disposition des Maschinenhauses, der Schaltanlage usw. geht aus den Abbildungen (Fig. 51 und 52) hervor.

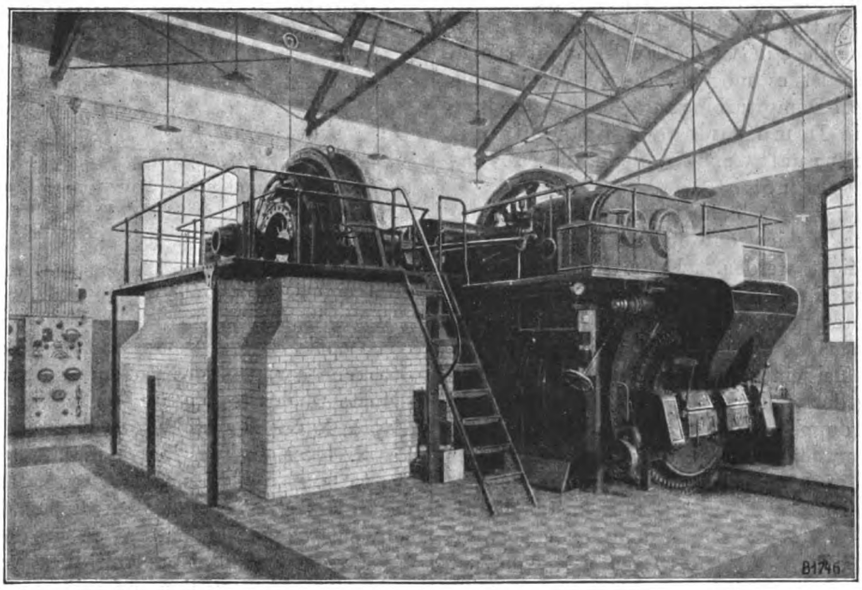


Fig. 50. Z. A.: Die elektrische Zentrale Hohenschönhausen der Nordöstlichen Berliner Vorortbahn, Aktiengesellschaft.

Die Dynamo ist auf einem neben der Lokomobile freistehenden Fundamentblock gelagert.

Die Lokomobile Lanz besitzt eine Normalleistung von 510 PS, kann jedoch bis auf maximal 660 PS überlastet werden. Die normale Tourenzahl beträgt 170 in der Minute, der Ungleichförmigkeitsgrad 1 : 250.

Der Aufbau der Maschine entspricht der bekannten Lanzschen Bauart, wie sie an dieser Stelle schon mehrfach beschrieben wurde. Die Lagerung der Kurbelwelle erfolgt auch hier nicht direkt auf dem Kessel, sondern auf besonderen massiven, gußeisernen Ständern, die in bekannter Weise um den Kessel herumgreifen und sich direkt auf das gemauerte Fundament stützen. Dadurch ist der Kesselausdehnung freiester Spielraum gelassen. Es bleibt also die Kurbelwelle mit ihren Lagern unbeeinflußt von den schädlichen Wirkungen der Kessel-Dehnung und -Wärme.

Das rechtsseitige Schwungrad hat 3600 mm Durchmesser bei 300 mm Breite. Auf der linken Seite ist die verlängerte Kurbelwelle direkt mit der Gleichstromdynamo gekuppelt und zwar ohne Zwischenschaltung einer elastischen Kupplung. Das ganze Lokomobil-elektrische Aggregat besitzt dadurch nur drei Lager.

Der ausschaltbare Gegenstrom-Überhitzer ist in der hufeisenförmigen Ausbildung in die Rauchkammer eingebaut. Der Rauch-

La Centrale Hohenschönhausen

du Chemin de fer de la banlieue Nord-Est de Berlin.

Avec gravures, fig. 50 à 52.

Les avantages techniques des demi-fixes compound à vapeur surchauffée sont surtout appréciés dans les centrales électriques pour chemin de fer.

Ces installations exigent par leur singularité une force motrice absolument sûre, pouvant supporter facilement les grandes variations de charge données par la marche des trains et enfin pouvant être soumise à de fortes surcharges.

Voici quelques détails sur une centrale de chemin de fer avec demi-fixe.

La *Société des Chemins de fer de la banlieue Nord-Est de Berlin* voulant agrandir sa centrale de *Hohenschönhausen* près Berlin porta son choix sur une *demi-fixe compound Lanz, à vapeur surchauffée* et à *soupapes* avec accouplement direct de la dynamo.

La salle de machines contient outre le nouveau groupe, une ancienne demi-fixe attaquant 2 dynamos par courroie. Elle a 19,5 m. de long et 10,9 m. de large, soit une superficie de 212 m². Les fig. 51 et 52 montrent la disposition intérieure de la salle des machines, du tableau de distribution, etc.

La dynamo est montée sur un bloc de maçonnerie élevé près de la demi-fixe.

La demi-fixe Lanz a une puissance normale de 510 chevaux, et peut donner 660 chevaux en service maximum. Le nombre de tours normal est de 170 à la minute et le coefficient d'irrégularité de 1 : 250.

La demi-fixe est du type Lanz normal déjà écrite dans ce journal. Les paliers de l'arbre de couche ne reposent pas sur la chaudière mais sur de massifs supports en fonte entourant le générateur et lui permettant de se dilater. Le volant droit a 3600 mm. de diamètre et 300 mm. de largeur. Du côté gauche se trouve l'arbre de couche prolongé, avec une dynamo pour courant continu, accouplée directement et sans accouplement élastique. Ce groupe électrogène n'a donc que 3 paliers.

Le surchauffeur à contre-courant et à mise hors circuit a la forme d'un fer à cheval et est placé dans la boîte à fumée. Comme dans toutes les installations importantes, la fumée est conduite par un carneau à une cheminée en briques.

Le générateur timbré à 12 kgs. est muni d'un distributeur automatique à projection latérale alternative. Le service de la trémie de chargement est fait à la main. La pompe à air du condenseur est commandée par un excentrique placé sur l'arbre de couche du côté du volant.

Export-Ausgabe auf Übersee-Papier gedruckt!

abzug erfolgt, wie bei allen größeren Lokomobilen, nach unten in einen gemauerten Rauchkanal, der zu einem gemauerten Kamin führt.

Der Kessel, dessen Betriebsdruck 12 at. beträgt, ist mit automatischem Rostbeschickungsapparat für wechselseitige Beschickung ausgerüstet. Die Luftpumpe des Kondensators wird durch ein Exzenter betätigt, das auf der Kurbelwelle neben dem Schwungrad angeordnet ist.

Die Maschine ist mit ringsumlaufenden Podesten und zwei eisernen Treppen ausgerüstet, so daß die leichte Zugänglichkeit aller bewegten Teile gewahrt ist.

„Multipel"-Dampfturbinen mit Zahnradübertragung,

Bauart de Laval-Multipel.

Mit Abbildungen, Fig. 53, 54, 57 u. 58.

Zusammenfassung. Die beschriebene Zahnradübertragung an Mehrfach-, sog. „Multipel"-Dampfturbinen erlaubt es, die Dampfturbine mit hoher Tourenzahl und demnach bester Ökonomie arbeiten zu lassen, während umgekehrt der angeschlossene Generator mit niedriger Umlaufszahl und demnach größerer Betriebssicherheit laufen kann. Beide Maschinen aber werden so auch billiger. Das Zahnradvorgelege an sich arbeitet im geschlossenen Kasten unter automatischer Schmierung. Geräusch ist beim Arbeiten kaum zu hören.

Seit einiger Zeit baut die Aktiebolaget de Lavals Angturbin in Stockholm Multipel-Dampfturbinen mit Zahnradübertragung, Fig. 53 und 57 u. 58, die nach demselben Verfahren wie die bekannten Vorgelege in den de Laval-Dampfturbinen ausgeführt sind. Hierdurch ist es möglich, die verhältnismäßig hohe Umlaufszahl der Multipel-Dampfturbine auf jeden gewünschten Betrag zu reduzieren. Die Dampfturbine kann somit mit einer Maschine direkt gekuppelt werden, die für die Tourenzahl der Turbine nicht geeignet ist.

Dasselbe Resultat kann zwar durch eine soweit gehende Herabsetzung der Umlaufszahl der Turbine, daß direkte Kupplung ohne Vorgelege möglich ist, erreicht werden. Dadurch werden aber zwei verschlechternde Faktoren mit in den Kauf genommen, nämlich größere Herstellungskosten und schlechte Ökonomie. Die Herstellungskosten einer Dampfturbine wachsen bekanntlich mit Herabsetzung der Tourenzahl. Bei einer mittelgroßen Dampfturbine bedeutet eine Verminderung der Umlaufszahl von 3000 auf 1500 in der Minute ungefähr eine Verdoppelung der Herstellungskosten unter Beibehaltung derselben Dampfökonomie. Eine Herabsetzung der Tourenzahl bis zu 750 und noch niedriger vergrößert die Herstellungskosten derart, daß man gezwungen ist, von der Dampfökonomie überhaupt abzusehen, um nur eine einigermaßen billige Maschine bauen zu können.

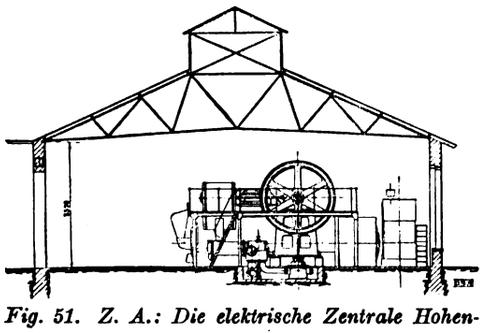


Fig. 51. Z. A.: Die elektrische Zentrale Hohenschönhausen der Nordöstlichen Berliner Vorortbahn, Aktiengesellschaft.

Wird die Turbine dagegen mit einem Vorgelege versehen, so stellt sich die Sache erheblich günstiger. Die Turbine arbeitet dann nämlich mit ihrer in bezug auf den Dampfverbrauch günstigsten Umlaufszahl, und der angetriebenen Maschine kann mittels des Vorgeleges ihre günstigste Tourenzahl erteilt werden.

Es scheint im ersten Augenblick allerdings, als ob durch Zwischenschaltung der Zahnradübertragung (Fig. 53 und 54) die Maschinerie komplizierter und die obengenannten Vorteile durch die Vermehrung der Herstellungskosten für das Vorgelege und die Reibungsverluste in demselben ausgeglichen würden. Tatsächlich liegen aber die Verhältnisse so, daß diese Nachteile durch den Gewinn, der erreicht wird, mehr als kompensiert werden. Was erstens die Herstellungskosten der Zahnradübertragung betrifft, so sind diese klein in Vergleich mit denen der Turbine. Die Kosten z. B.

La machine est entourée d'une plate-forme avec deux escaliers permettant l'accès facile de toutes les pièces en mouvement.

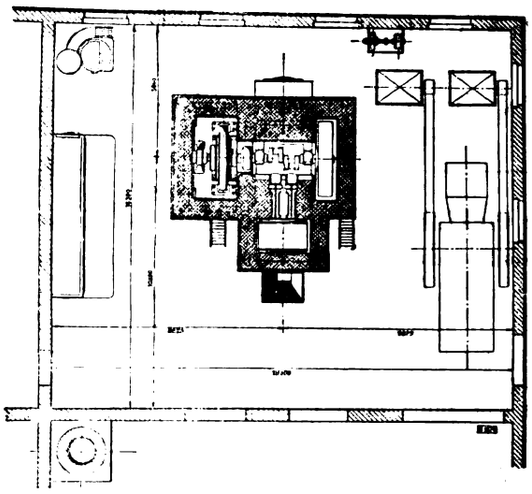


Fig. 52. Z. A.: Die elektrische Zentrale Hohenschönhausen der Nordöstlichen Berliner Vorortbahn, Aktiengesellschaft.

Turbines à vapeur multiples avec réducteur de vitesse à roues dentées.

Construction genre Laval „Multipel".

Avec gravures, fig. 53, 54, 57 et 58.

Résumé. Le réducteur de vitesse à roues dentées décrit ci-dessous, adapté aux turbines „multiples" permet de faire travailler les turbines avec un plus grand nombre de tours et, par suite plus économiquement, tandis qu'au contraire les génératrices qui y sont reliées peuvent tourner avec un nombre de tours plus réduit et donner ainsi une plus grande sécurité de service; en outre, les deux machines sont ainsi d'un prix plus réduit. Les trains d'engrenage travaillent séparément dans un carter fermé, avec graissage automatique. Pendant le fonctionnement, on ne distingue pour ainsi dire pas de bruit.

Depuis quelque temps la *Aktiebolaget de Lavals Angturbin* à Stockolm construit des turbines à vapeur à plusieurs étages avec réducteurs de vitesse par engrenages fig. 53, 57 à 57 qui sont exécutés d'après le même système que l'engrenage bien connu des turbines Laval. Il est ainsi possible de réduire la vitesse relativement grande des turbines multiples, à la vitesse désirée. La turbine à vapeur peut alors être accouplée directement avec une machine qui ne convient pas pour le nombre de tours de la turbine proprement dite.

Le même résultat pourrait, il est vrai, être obtenu directement avec une turbine que l'on ne ferait marcher qu'à la vitesse nécessaire pour que l'on puisse l'accoupler directement sans transmission intermédiaire à la machine à actionner; cependant, il faut alors tenir compte que l'on a deux facteurs qui deviennent plus mauvais: tout d'abord les frais d'établissement d'une turbine plus élevés, puis la marche moins économique. Ainsi qu'on le sait, les frais d'établissement d'une turbine augmentent en même temps que diminue le nombre de tours. Pour une turbine de grandeur moyenne, la diminution du nombre de tours de 3000 à 1500 double les frais d'établissement, tout en maintenant encore la même économie de vapeur; si l'on diminue la vitesse à 750 tours ou moins, les frais d'établissement s'augmentent tellement, que l'on est obligé de renoncer à l'économie de vapeur, et que l'on ne peut que construire une machine relativement meilleur marché.

Par contre, si l'on munit la turbine d'un réducteur de vitesse, la situation devient beaucoup plus favorable; la turbine fonctionne alors à sa meilleure vitesse en ce qui concerne la consommation de vapeur, et la machine à actionner peut également, par l'intermédiaire du réducteur de vitesse, tourner avec le nombre de tours le plus avantageux pour son bon fonctionnement.

A première vue, on serait cependant tenté de se demander si l'intercalation de ce réducteur de vitesse, fig. 53 et 54 n'est pas un organe entraînant une complication, et si les avantages ci-dessus ne sont pas égalisés par l'augmentation des frais d'établissement et la perte de force par frottement; en réalité, il n'en est pas ainsi

für eine 1000 PSe Dampfturbine von 3000 Touren mit Zahnradübertragung sind niedriger, als für eine Dampfturbine von 2500 Touren für dieselbe Leistung und Ökonomie ohne Vorgelege, und der Unterschied wird naturgemäß noch größer bei noch geringerer Tourenzahl. Die Verluste im Vorgelege sind teils in den Zähnen, teils in den Lagern zu suchen. Die Erfahrung lehrt, daß die erstgenannten Verluste etwa 1% betragen, und daß die Verluste durch Lagerreibung 1,5% nicht übersteigen. Die sämtlichen Verluste sind demnach etwa = 2,5% der Höchstleistung. Diese geringe Herabsetzung des Wirkungsgrades der Maschine ist von wenig oder gar keiner Bedeutung in Vergleich mit den erreichten Vorteilen.

Was schließlich die Komplizierung durch das Vorgelege betrifft, so ist auch diese nur von geringer Bedeutung, da die Schmierung selbsttätig erfolgt und eine besondere Wartung demnach nicht nötig ist.

Die Konstruktion der Zahnradübertragung entspricht im allgemeinen der der de Laval-Turbine. Die Zähne jedoch sind kräftiger und ebenso ist die Umfangsgeschwindigkeit der Zahnräder kleiner.

Daß die Zähne kräftiger sind als bei den de Laval-Turbinen hängt mit den größeren Energiemengen zusammen, die zu übertragen sind. Die Umfangsgeschwindigkeit kann bedeutend niedriger sein als bei den de Laval-Turbinen zufolge der verhältnismäßig niedrigen Tourenzahl der Triebwelle. Die Breiten der Zahnräder fallen mäßig aus, weil der Verschleiß hier nicht dieselbe Bedeutung hat und weiter infolge der verhältnismäßig niedrigen Tourenzahl der Triebwelle und der verhältnismäßig wenigen Eingriffe pro Zeiteinheit.

Der Zahndruck wird von Lagern aufgenommen, die sich reichlich bemessen lassen. Hier wirkt ebenfalls die niedrige Umlaufszahl der Triebwelle günstig, weil die Lagerzapfen demzufolge einen ziemlich großen Durchmesser erhalten und die Längen der Zapfen groß bemessen werden können ohne befürchten zu müssen, daß die Zapfen sich verbiegen.

Das Geräusch, das diese Übertragungen machen, hat sich als recht belanglos erwiesen. Das rührt teils von der geringen Umfangsgeschwindigkeit, teils von der relativ niedrigen Tourenzahl der Triebwelle her, die dem Geräusch einen dumpfen Ton verleiht. Leider aber gibt es selbst heute noch viele Techniker, die eine Zahnradübertragung für große Leistungen mit einem gewissen Mißtrauen betrachten. Deshalb dürfte es von Interesse sein hervorzuheben, daß es praktisch bewiesen ist, daß das Geräusch niemals stärker gewesen ist, als daß man sich dicht neben der

et les conditions sont telles que les avantages obtenus par ce dispositif compensent très largement ces derniers désavantages. Tout d'abord, en ce qui concerne les frais d'établissement du réducteur de vitesse à roues dentées, il sont trés réduits en comparaison du prix de la turbine. Par exemple, le coût d'une turbine de 1000 PS à 3000 tours avec réducteur de vitesse à roues dentées, est moins élevé que celui d'une turbine à vapeur tournant à 2500 tours sans réducteur de vitesse, et fournissant le même rendement et la même économie: naturellement, plus le nombre de tours se réduit et plus la différence devient importante. Quant aux pertes de force par frottement se produisant dans le réducteur de vitesse, elles se trouvent en partie dans les dents d'engrenage et en partie dans les paliers. Or l'expérience a démontré que, par les dents d'engrenage, la perte de force peut atteindre 1% et, par les paliers, elle ne peut dépasser 1½%; au total les pertes de force atteindraient donc environ 2,5% du rendement complet; cette faible diminution de l'effet utile de la machine est de peu d'importance ou même sans importance en comparaison des avantages obtenus.

Enfin, en ce qui concerne la complication apportée par le réducteur de vitesse à roues dentées, elle est aussi de faible importance,

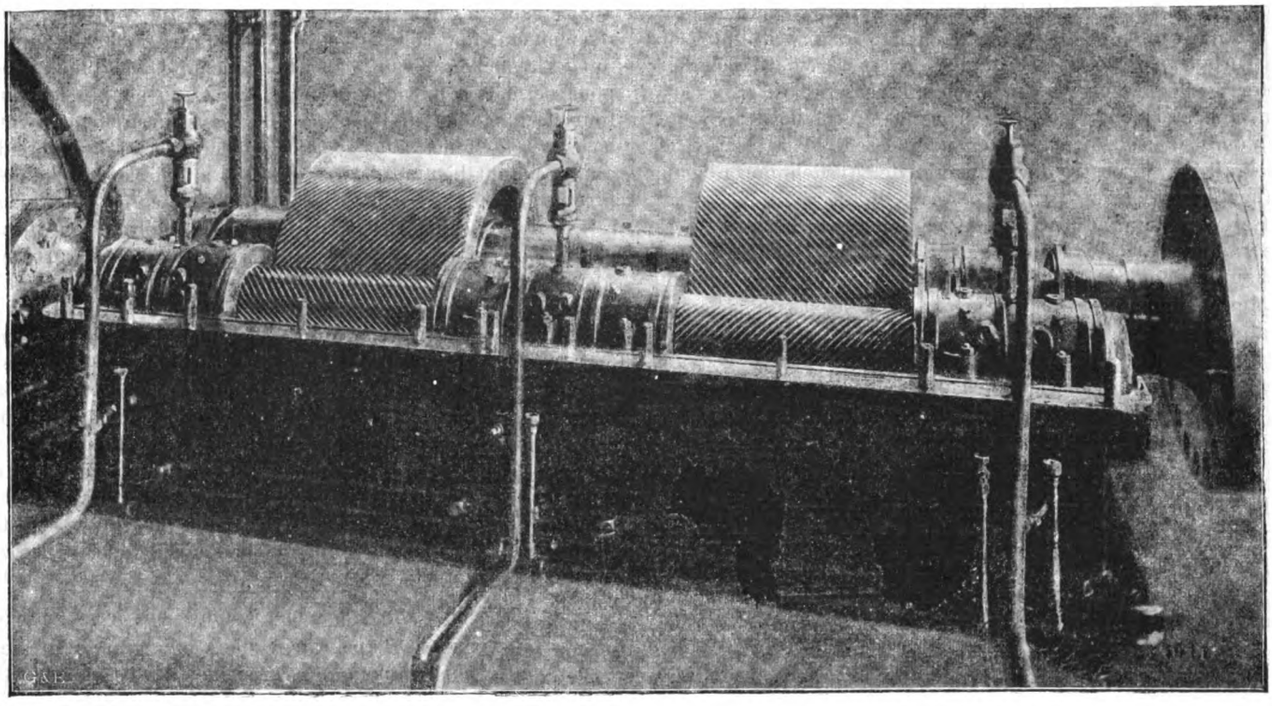


Fig. 53. Z. A.: „Multipel"-Dampfturbinen mit Zahnradübertragung.

car le graissage s'effectue automatiquement et, par conséquent, le dispositif ne nécessite pas d'entretien spécial.

Le réducteur de vitesse à roues dentées correspond en général, dans sa construction, à celui de la turbine Laval. Les dents d'engrenage sont cependant plus fortes et la vitesse tangentielle des roues dentées est plus faible.

Le fait que les dents sont plus fortes que dans la turbine Laval est en rapport direct avec la plus grande quantité d'énergie à transmettre. La vitesse tangentielle peut être beaucoup plus faible que dans les turbines Laval en suite du nombre de tours relativement réduit de l'arbre moteur. La largeur des roues dentées est moyenne car ici l'usure n'a plus la même importance ensuite du nombre de tours relativement réduit de l'arbre moteur et du nombre relativement faible d'attaques.

La pression des dents est absorbée par des paliers qui sont largement dimensionnés. La vitesse de rotation réduite de l'arbre moteur est également là très favorable, car les arbres reçoivent ainsi un diamètre passablement grand et les arbres peuvent être longs sans que l'on ait à craindre qu'ils se faussent.

Le bruit provoqué par ces réducteurs de vitesse n'est vraiment pas appréciable. Cela provient d'une part, de la faible vitesse de rotation et d'autre part, de la vitesse relativement réduite de l'arbre moteur qui donne au bruit produit, un ton sourd. Malheureusement,

Maschine mit jemand unterhalten kann, ohne die Stimme zu erheben.

Die Multipel-Dampfturbinen mit Zahnradübertragung bieten nun besonders auffällige Vorteile beim Antrieb von schweren Transmissionswellen. Zwar machte die elektrische Kraftübertragung den direkten Riemen- oder Seilantrieb meistens überflüssig, wenn nötig, kann jedoch die Multi-Dampfturbine, dank der Zahnradübertragung, mit Vorteil für direkten Antrieb eingerichtet werden. Dazu kommt, daß die Dampfturbine z. Z. noch lange nicht der Idealmotor für elektrische Gleichstrommaschinen ist. Statt zusammen zu arbeiten, gehen die Interessen der Turbine und des Generators auseinander! So lange es sich nur um verhältnismäßig niedrige Leistungen handelt, ist eine direkte Kupplung der beiden Maschinen ausführbar. Da aber die Gleichstromgeneratoren nunmehr in Größen von 1000 PS und darüber verlangt werden, treten die Schwierigkeiten hervor und zwar umso merkbarer, je niedriger die Spannung ist. Es ist bis jetzt nicht gelungen, völlig betriebsichere Gleichstromdynamomaschinen für große Leistungen bei 3000 Touren zu bauen, welche Tourenzahl für die Turbine die beste ist. Um jedoch eine direkte Kupplung zu ermöglichen wurde die Tourenzahl so hoch wie möglich gewählt, natürlich immer, ohne daß die Betriebsicherheit des Generators beeinträchtigt wurde. Diese Tourenzahl lag aber weit unter der für die Turbine günstigste. Die Folge davon war, daß weder der Generator noch die Turbine ihre besten Eigenschaften entwickeln konnten, und es ist ein Beweis der sonstigen Vorteile der Dampfturbine, daß sie sich, trotz dieser ungünstigen Verhältnisse als Betriebskraft für Gleichstrommaschinen in der Ausdehnung Eingang verschaffen konnte, wie es wirklich der Fall ist.

Mittels der Zahnradübertragung werden obengenannte Übelstände vermieden. Die Dampfturbine kann für diejenige Tourenzahl gebaut werden, die die billigsten Herstellungskosten und die beste Dampfökonomie mit sich bringt. Der Gleichstromgenerator läßt sich für eine bedeutend niedrigere Tourenzahl konstruieren, wodurch hohe Betriebssicherheit selbst bei großen Leistungen und niedrigen Spannungen des elektrischen Stromes erreicht wird und endlich wird der Generator auch einfacher und billiger in der Ausführung, als wenn er mit höheren Tourenzahlen laufen muß.

Man darf die Vorteile etwa so zusammenfassen:

Die Dampfturbine arbeitet mit hoher Tourenzahl und wird demnach billig im Bau und ökonomisch im Dampfverbrauch.

Der Generator arbeitet mit niedriger Tourenzahl und wird dadurch betriebssicher. Er wird auch billig in Herstellung und Normalmodelle können häufiger als bisher angewendet werden.

Fig. 57 zeigt eine Dampfturbodynamo für Gleichstrom, die vor kurzem von der Laval-C. gebaut worden ist. Das Aggregat besteht aus einer 1100 PSe Dampfturbine für 3000 Touren, einer Zahnradübertragung für die Herabsetzung dieser Tourenzahl bis auf 750 und einer 750 KW Gleichstromdynamo für 600 Volt und 750 Touren in der Minute. Die Maschine wurde der Luossavaara-Kiirunavaara Aktiengesellschaft geliefert; sie machte bei der Probe bei voller Geschwindigkeit der Zahnradübertragung so wenig Geräusch, daß es fast unmöglich war zu entscheiden, ob es von der Übertragung oder von der Dynamo herrührte.

Fig. 58 zeigt die Übertragung einer 450 PS Dampfturbine mit 3000 Touren in der Minute, die durch die Zahnradübertragung auf 750 in der Minute herabgesetzt werden mit abgehobenem Deckel. Die Maschine wurde der St. Petersburger Gesellschaft für mechanische Schuhwarenfabrikation in St. Petersburg geliefert.

Schließlich kommt die Einrichtung selbst für Schiffsbetrieb in Betracht. Besonders bei Frachtdampfern ist es ja von Vorteil, wenn die Schraubenwelle nur mit wenigen Hunderten Touren in der Minute arbeitet. Es ist deshalb unmöglich hier, wo es sich um mäßige Leistungen handelt, die Dampfturbine ohne Zahnradübertragung oder sonstige Übertragung anzuwenden. Während aber andere Übertragungen, sei es hydraulische oder elektrische, 10 bis 20% der zugeführten Energie verbrauchen, stellt sich der Verlust in der Zahnradübertragung bloß auf einige wenige Prozente. Die Vorteile der Dampfturbine mit Zahnradübersetzung für Dampferantrieb sind demnach erheblich und lassen sich etwa wie folgt zusammenfassen:

à ce jour, encore beaucoup de techniciens ont une appréhension à employer des transmission à roues dentées pour de grands rendements; il serait par conséquent intéressant de faire ressortir qu'il est pratiquement démontré que le bruit n'est jamais si fort que l'on ne puisse s'entretenir avec quelqu'un, immédiatement à côté de la machine, ceci sans avoir besoin d'élever la voix.

Les turbines à vapeur multiples avec réducteur de vitesse à engrenages offrent, en outre, des avantages spécialement frappants pour la commande de lourds arbres de transmission. La transmission de force électrique rend superflue la commande directe par courroie ou par câble. Si besoin, la turbine multiple peut cependant grâce au réducteur de vitesse à engrenages, être disposée avantageusement pour commande directe. Il faut ajouter à cela que la turbine à vapeur est encore loin d'être le moteur idéal pour la commande de machines-dynamos à courant continu. Au lieu de marcher de pair, les intérêts de la turbine et ceux de la génératrice vont à l'encontre l'un de l'autre! Tant qu'il ne s'agit que de rendements relativement faibles, il est possible d'accoupler les deux machines; mais comme on demande maintenant des génératrices à courant continu de 1000 PS et plus, il se présente alors des difficultés d'autant plus sensibles que la tension est basse: on n'est pas encore arrivé jusqu'à ce jour à construire des machines dynamos à courant continu, pour grands rendements, fonctionnant en toute sécurité à 3000 tours, vitesse qui est la meilleure pour le fonctionnement de la turbine. Cependant, pour permettre un accouplement direct, on adopte le nombre de tours le plus élevé qui soit possible, sans naturellement influencer la sécurité de fonctionnement de la génératrice. Ce nombre de tours est cependant bien au dessous de celui auquel la marche de la turbine est la plus favorable. La conséquence en est que, ni la génératrice ni la turbine ne sont capables de produire leur meilleur effet; c'est donc bien une preuve des autres avantages de la turbine qu'elle soit si répandue comme machine de commande pour génératrices à courant continu, malgré la condition défavorable exposée ci-dessus.

A l'aide du réducteur de vitesse à engrenages, les inconvénients décrits plus haut disparaissent. La turbine à vapeur peut être construite pour le nombre de tours qui correspond aux frais d'établissement les moins élevés et à la plus grande économie de vapeur. La génératrice à courant continu peut être construite pour un nombre de tours plus réduit, ce qui procure une grande sécurité de service, même pour de grands rendements et avec du courant électrique à basse tension; enfin, la génératrice peut être d'une construction plus simple et plus économique que lorsqu'elle doit tourner à grande vitesse.

On peut, en somme, résumer comme suit les avantages:

La turbine à vapeur travaille à plus grande vitesse et est, par suite, plus économique, aussi bien dans sa construction que dans son fonctionnement.

La génératrice fonctionne à une vitesse plus réduite et a, de ce fait, une plus grande sécurité de service. Sa construction revient moins cher, et on peut employer des modèles normaux, plus souvent que jusqu'à ce jour.

La fig. 57 montre un groupe électrogène à turbine, pour courant continu, qui a été récemment construit par la Compagnie Laval. Le groupe se compose d'une turbine à vapeur de 1100 HP à 3000 tours, d'un réducteur de vitesse à engrenage pour réduire le nombre de tours à 750, et d'une dynamo à courant continu de 750 KW de rendement à 600 volts et 750 tours par minute. La machine fut livrée à la *Luossavaara-Kiirunavaara Aktiengesellschaft*; au cours des essais, elle fit tellement peu de bruit, en pleine vitesse, qu'il était impossible de distinguer s'il provenait du réducteur de vitesse ou de la dynamo.

La fig. 58 montre un réducteur de vitesse avec couvercle enlevé d'une turbine à vapeur de 450 PS à 3000 tours; le réducteur de vitesse abaisse le nombre de tours à 750 par minute. La machine fut livrée à la *St. Petersburger Gesellschaft für mech. Schuhwarenfabrikation*, à St. Petersbourg.

Enfin, le dispositif doit également être pris en considération pour la construction des navires. Spécialement pour les navires marchands, il est avantageux que l'arbre de couche ne tourne qu'à quelques centaines de tours par minute. Il est donc impossible, dans ce cas où il s'agit d'un rendement moyen, d'employer une turbine à vapeur sans réducteur de vitesse à roues dentées ou autre.

1. Die Dampfturbine arbeitet mit hoher Tourenzahl und wird demnach billig im Bau und ökonomisch im Dampfverbrauch.

2. Die Schraubenwelle arbeitet mit niedriger Tourenzahl und die Schraube demzufolge mit hohem Wirkungsgrad. Die Verluste in der Zahnradübertragung sind klein.

3. Ersparnis in Gewicht und Raumbedarf.

Unterwindfeuerungen.

Von **Harald Nehbel,** konsult. Ingenieur, **Berlin N.**

Mit Abbildungen, Fig. 55 u. 56.

Zusammenfassung. An Hand von Versuchen, deren Resultate er im Artikel gibt, kommt der Verfasser zu dem Schluß, daß der Wert der Unterwindfeuerungen von den jeweiligen örtlichen Verhältnissen abhängt. Am richtigen Platze kann die Unterwindfeuerung zu beträchtlichen Ersparnissen führen, am falschen Platze hat sie entsprechende Nachteile zur Folge, d. h. die Anwendung der Unterwindfeuerung ist nur unter gewissen Bedingungen zu empfehlen.

Der Kohlenvorrat der Erde nimmt infolge des Verbrauchs in den Kulturstaaten nachweisbar ab, während die Kohlenpreise dauernd steigen. Es liegt also auf der Hand, daß eine Feuerung, die es gestattet, minderwertige Brennstoffe zu verwerten, von hoher wirtschaftlicher Bedeutung ist. Diese Möglichkeit ist durch die Unterwindfeuerungen gegeben, welche in letzter Zeit auch sehr in Aufnahme gekommen sind. Im folgenden soll zunächst eine kurze Beschreibung der Konstruktionsprinzipien und -Arten gegeben, und dann sollen an Hand zweier voneinander verschiedener Versuche die Gesichtspunkte festgelegt werden, die bei der Anlage von Unterwindfeuerungen zu beachten sind.

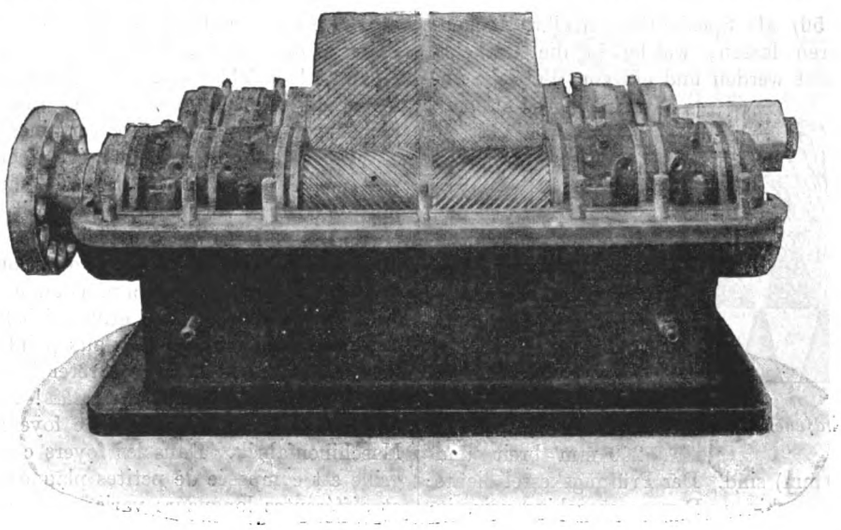


Fig. 54. Z. A.: „Multipel"-Dampfturbinen mit Zahnradübertragung.

Die Unterwindfeuerung oder auch Druckluft-Mischfeuerung ist vor etwa 19 Jahren von Josef Kudlicz der Öffentlichkeit unterbreitet worden. Die Bevorzugung des Unterwind - Dampfstrahlgebläses vor dem Trockenwind-Ventilatorgebläse war ein guter Griff, da durch das Durchströmen des Dampfes durch die Düsen der Rostplatten und der darauf lagernden, halbverkokten Brennmaterialschicht Wassergas erzeugt wird; denn bekanntlich entsteht Wassergas dadurch, daß man einen Dampfstrahl durch eine glühende Koksschicht hindurchbläst, ein einfacher Prozeß, der sich im kleinen in jeder Düse der Rostplatte abspielt. Dieser Prozeß erzeugt nun die bekannten Hitzegrade, die sich durch eine weißbrennende Flamme gegenüber der roten des gewöhnlichen Zugfeuers unterscheiden. Welchen Heizeffekt man mit Hilfe des Unterwindgebläses erzielen kann, beweist jedes Schmiedefeuer, denn ohne Unterwind wäre es in einem verhältnismäßig so kleinen Feuer gar nicht möglich, große Eisenstangen in eine Schweißglühhitze von 1400 bis 1500 Grad zu versetzen. Auch in den Lokomotivfeuerungen finden wir die Druckluft angewandt, allerdings durch die Eigengeschwindigkeit der Lokomotive erzeugt.

Der Rost selbst wird von den einzelnen Firmen verschieden ausgeführt. Die einen verwenden eine gelochte Düsenplatte, die anderen an deren Stelle Stabroste. Die Herstellung der Platten ist teuerer, doch wird als ihr Vorzug nachgerühmt, daß sie sich lange betriebssicher erhalten und niemals krümmen, weshalb das Entaschen leichter bewerkstelligt werden kann.

Das Wesen der Feuerung besteht also darin, daß unter den Rost, welcher aus einer Platte oder aus Stäben (Fig. 55) besteht, die ihrerseits eine große Anzahl düsenartiger Löcher besitzen, ein Gemisch von Dampf und Luft gepreßt wird. Gegen den Heizerstand ist die Feuerung bzw. der unter dem Roste befindliche sog. Windkasten

Alors que pour tout autre système de réducteur de vitesse, soit hydraulique, soit électrique, on a une perte d'énergie de 15 à 20%, la perte de force entraînée par le réducteur de vitesse à engrenages ne se monte qu'à un très faible pourcentage. Les avantages de la turbine à vapeur avec réducteur de vitesse à engrenages, pour les navires, sont donc très importants et peuvent être récapitulés comme suit:

1. La turbine à vapeur fonctionne à un nombre de tours plus élevé et sa construction revient meilleur marché, tandis que l'économie de vapeur est meilleure.

2. L'arbre de couche fonctionne avec une vitesse plus réduite et l'hélice a ainsi un plus grand effet utile. Les pertes de force par le réducteur de vitesse sont faibles.

3. Réduction du poids et de l'encombrement.

Foyers à soufflage sous grille.

Par **Harald Nehbel,** Ingénieur-Conseil, **Berlin** N.

Avec gravures, fig. 55 et 56.

Résumé. D'après les essais dont les résultats sont décrits dans l'article ci-dessous, l'auteur conclut que la valeur des foyers à soufflage sous grille dépend toujours des conditions locales. Si ce système est employé là où il doit l'être, il procure d'importantes économies, tandis que si on l'emploie dans des conditions défavorables il n'entraîne que des désavantages: l'emploi du soufflage sous grille n'est donc recommandable que dans certaines conditions.

On a constaté que les gisements charbonniers de notre planète diminuent continuellement par suite de la consommation dans les pays cultivés, tandis que les prix du charbon augmentent sans cesse. Il va de soi par conséquent qu'un foyer permettant d'utiliser des combustibles de faible valeur est d'une grande importance économique. Cette possibilité est donnée par les foyers à soufflage sous grille qui, dans ces derniers temps ont été très employés. Dans ce qui suit, nous donneraons tout d'abord une courte description des principes et genres de constructions, puis à l'aide de deux essais différents l'un de l'autre, nous déterminerons les différents points de vue dont il faut tenir compte pour l'installation des foyers à soufflage sous grille.

Le principe du soufflage sous grille ou à mélange d'air sous pression a été publié il y a environ 19 ans par *Josef Kudlicz.* On préférait avec raison le soufflage sous grille d'air humide plutôt que le soufflage d'air sec car, le passage de vapeur par les tuyères des plaques de grilles et la couche de combustible à demi carbonisée se trouvant dessus entraîne la production d'hydrogène; on sait en effet que l'hydrogène est produit en soufflant au travers d'une couche de coke en combustion un jet de vapeur, procédé très simple qui se présente en petit dans chaque tuyère de plaques de grilles. Ce procédé donne alors le degré de chaleur connu qui se distingue du feu rouge par tirage ordinaire, par une flamme brûlant blanc. On peut se rendre compte de l'effet calorique obtenu par le soufflage sous grille, par un simple foyer der forge car, sans le soufflage sous grille il serait tout-à-fait impossible dans un feu relativement si petit de porter des barres de fer à la chaleur nécessaire pour la soudure et atteignant 1400 à 1500°. De même, dans les foyers de locomotives, on emploie pour le soufflage des foyers la pression d'air, il est vrai obtenue par la vitesse propre de la locomotive.

La grille elle-même est exécutée différemment suivant les maisons qui la construisent. Une maison emploiera une plaque à tuyères percée, tandis que l'autre emploiera en place de celle-ci

hermetisch abgeschlossen. Die Luft wird mit solcher Pressung durch die Düsen gedrückt, daß das auf der Feuerungsplatte befindliche Brennmaterial, ohne durch die kleinen Öffnungen hindurchzufallen oder weggeblasen zu werden, gleichsam frei schwebend erhalten wird, wobei alle Brennstoffpartikelchen verbrennen.

Die Hauptbestandteile der Feuerung sind demnach: der luftdicht verschlossene Windraum, die Rostfläche, der Gebläseinjektor, die Dampfleitung und der Luftkanal. Der Gebläseinjektor saugt mittels einer Dampfdüse Luft durch den Luftkanal an, welche sich in einer besonderen Kammer mit dem unter hohem Druck stehenden Dampf mischt; dieses Gemisch wird dann unter den Rost gepreßt.

Als Brennstoffe kommen in Betracht: Kohlenstaub, Kohlengrus, Lokomotivlösche, Koksgrus, Lohe, Sägespäne, Abfall aus Brikettfabriken, Kokereien und Gasanstalten, sowie Rückstände aus Puddelöfen usw. Es ist natürlich, daß durch Verwertung dieser minderwertigen Abfallstoffe und Nebenprodukte sowohl in städtischen Betrieben wie Schlachthäusern, Gas-, Wasser- oder Elektrizitätswerken sowie auch in landwirtschaftlichen Nebenbetrieben wie Brennereien, Trocknungsanlagen usw. gewisse Ersparnisse erzielt werden können.

Aber auch Nachteile hat die Feuerung. So verdient der Umstand besondere Beachtung, daß erheblich mehr Flugasche entsteht, welche rechtzeitig und öfters beseitigt werden muß. Hierauf haben die Baufirmen auch schon ihr Augenmerk gerichtet. Beispielsweise hat sich die Laubaner Maschinenfabrik, welche den Bau von Unterwindfeuerungen (**Fig. 56**) als Spezialität betreibt, Aschenentleerungsklappen patentieren lassen, welche in die Umkehrstellen der Feuerzüge eingebaut werden und ein vom Betriebe unabhängiges Entleeren gestatten.

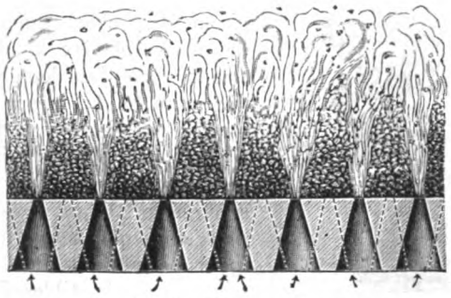


Fig. 55. Z. A.: Unterwindfeuerungen.

Nun zu den **Prüfungen!**

Zunächst sei das Ergebnis einer von der Laubaner Maschinenfabrik eingebauten Feuerungsanlage gegeben. Die Firma setzt den Rost aus kleinen Platten zusammen, welche 200 mm breit und verschieden lang (400 bis 750 mm) sind. Der Prüfungskessel diente zum Betriebe der Werkstattmaschinen, Dynamomaschine usw. in einer Zuckerfabrik. Besonders muß hervorgehoben werden, daß der Kessel neun Monate lang nicht gereinigt war. Die Feuerung selbst war sechs Monate vor dem Versuch eingebaut worden und in dieser ganzen Zeit hatte eine Reinigung der Züge von Flugasche usw. ebenfalls nicht stattgefunden. Die Prüfung zeigt also die Wirtschaftlichkeit der Unterwindfeuerung nach monatelangem Betriebe und war kein Parade- oder Laboratoriumsversuch. Überdies war am zweiten Injektor ein kleiner Defekt, der vorher nicht bemerkt worden war. Der Kessel wurde bedient von einem Monteur der Firma.

Versuchs- und Rechenergebnisse:

Dauer des Versuchs von 7,40 bis 11,43 Uhr = 4 Std. 3 Min. = 243 Minuten.

In dieser Zeit sind 445 kg Staubkohle verfeuert worden. Das Speisewasser wurde in zwei Gefäßen von quadratischem Querschnitt gemessen. Querschnitt der Gefäße 1000 × 1000 mm, so daß auf 1 cm Höhe 10 l Wasser kommen. Gespeist wurden insgesamt 273,5 cm oder 2735 l. Das Speisewasser hatte eine durchschnittliche Temperatur von 42° C. In Anbetracht dieser Temperatur kann das Gewicht der Speisewassermenge zu rund 2700 kg angesetzt werden.

Da nun 445 kg Staubkohle 2700 kg Wasser verdampft haben, so ist die Verdampfung 2700 : 445 = 6,07, d. h. eine ∼ 6,1fache. Zu unterscheiden ist nun zwischen der gesamten, vom Kessel verdampften Wassermenge und der Nutzdampfmenge. Letztere ist um den Betrag kleiner, den die Injektoren für sich gebrauchen. Durch die Versuche, die ich mit einer anderen Unterwindfeuerung angestellt habe, fand ich, daß die Injektoren etwa 6 bis 7% der gesamten

une grille à barreaux. La fabrication des plaques revient plus cher, cependant elle est renommée par l'avantage qu'elle procure en ce qui concerne sa longue durée de service. En outre elle ne se tord jamais, de sorte que l'enlèvement des cendres s'effectue beaucoup plus facilement.

Le principe du foyer repose dans ce que, au-dessous de la grille qui se compose d'une plaque ou de barres, et possède un grand nombre de trous en forme de tuyères, on comprime un mélange d'air et de vapeur. Du côté du chauffeur le foyer et la chambre à air qui se trouvent au-dessous de la grille sont hermétiquement fermés. L'air est comprimé dans les tuyères avec une pression suffisante pour que le combustible se trouvant sur les plaques de foyers soit régulièrement suspendu dans l'air, sans tomber par les petites ouvertures ni d'un autre côté être projeté à l'extérieur, de sorte que toutes les petites parcelles de combustible brûlent.

Les parties essentielles composant le foyer sont les suivantes: la chambre à air hermétique, la grille du foyer, l'injecteur, la canalisation de vapeur et le canal d'air. Dans le canal, au moyen d'une tuyère à vapeur, l'air se mélange dans un récipient spécial avec la vapeur se trouvant à haute pression. Ce mélange est ensuite comprimé au-dessous de la grille.

Comme combustible on peut employer: du poussier de charbon, du charbon fin, des escarbilles de locomotives, du coke fin, du tan, des copeaux de scieries, des déchets de fabriques de briquettes, de cokeries et d'usines à gaz, ainsi que des résidus de fours à pudler, etc. Il est tout naturel que la mise en valeur de ces produits auxiliaires et déchets de faible valeur, aussi bien dans les services municipaux tels qu'abattoirs, usines à caux, usines d'électricité que dans les exploitations agricoles telles que distilleries, installations de séchage, etc., peut procurer certaines économies.

Cependant ce chauffage a également ses désavantages. On doit par exemple remarquer tout spécialement qu'il se produit beaucoup plus de cendres volantes que l'on doit à temps et très souvent évacuer. Les maisons qui construisent ce système de soufflage se sont d'ailleurs déjà occupé de cette question. Par exemple, la *Laubaner Maschinenfabrik* qui s'occupe comme spécialité de la construction des foyers à soufflage sous grille a fait breveter des clapets de vidage de cendres qui sont installés aux points de retour des tirages et qui permettent le vidage sans arrêter le service.

Passons maintenant aux **essais**! Nous indiquerons tout d'abord le résultat d'une installation de foyers construite par la Laubaner Maschinenfabrik. Dans les foyers construits par cette maison, la grille est composée de petites plaques qui ont 200 mm. de largeur et différentes longueurs variant de 400 à 750 mm. La chaudière d'essais servait pour le service des machines d'ateliers, dynamos, etc. d'une sucrerie. Il faut spécialement faire ressortir que la chaudière n'a pas été nettoyée pendant 9 mois. Le foyer lui-même avait été construit 6 mois avant l'essai, et pendant toute cette période de temps, on n'avait pas nettoyé une seule fois les canaux de tirage pour en évacuer les cendres volantes. L'essai prouve donc l'économie réelle du soufflage sous grille constatée après des mois de service et ce n'était donc pas un essai de parade ou de laboratoire. En outre il y avait au deuxième injecteur un petit défaut qui fut pas remarqué au préalable. La chaudière fut desservie par un monteur de la maison.

Résultats et données de l'essai.

Durée de l'essai de 7 H · 40 jusqu'à 11 H · 43 = 4 h · 03 = 243 min.

Pendant cette période de temps, on a consommé 445 kgs. de poussier de charbon. L'eau d'alimentation fut mesurée dans deux récipients de section carrée ayant une surface de 1000 × 1000 mm, de sorte qu'avec 1 cm. de hauteur on avait 10 litres d'eau. La quantité d'eau absorbée fut de 273 cm, 5, soit 2735 litres. L'eau d'alimentation avait une température moyenne de 42° C. En tenant compte de cette température on peut estimer le poids de la quantité d'eau d'alimentation à 2700 kgs. en chiffres ronds.

Or, comme 445 kgs. de poussiers de charbon ont vaporisé 2700 kgs. d'eau, le degré de vaporisation est donc 2700 : 445 = 6,07 c'est-à-dire un coëfficient de 6,1. Il faut maintenant faire la distinction entre la quantité totale d'eau vaporisée et la quantité de vapeur utilisée. Pour obtenir ce dernier chiffre, il faut déduire de la quantité totale vaporisée la quantité consommée pour les injecteurs. Les essais que j'ai faits avec un autre foyer à soufflage sous

Dampfmenge für sich gebrauchen. Im vorliegenden Falle würden also die Injektoren gebrauchen $2700 \cdot 0{,}06 = 162 =$ rund 170 kg. Die Nutzdampfmenge beträgt also $2700 - 170 = 2530$ kg.

Es ist nun von Interesse, den Dampfpreis, d. h. den Preis für 1000 kg Nutzdampf auszurechnen. 1 Zentner (= 50 kg) Staubkohle aus der Grube „Eugenia“ (Oberschlesien) kostete nach Angabe frei Kesselhaus 0,68 M., demnach kosten die 445 kg Staubkohle:

$$\frac{0{,}68 \cdot 445}{50} = 6{,}05 \text{ M.}$$

Infolgedessen kosten 1000 kg Nutzdampf $\frac{6{,}05 \cdot 1000}{2530} = 2{,}39$ M.

Zur Beurteilung dieses Wertes müssen auch noch die anderen Verhältnisse berücksichtigt werden. Der Kessel hat in einer Stunde 673 kg Dampf geliefert oder 1 Quadratmeter Heizfläche ist mit $673 : 37{,}7 = 17{,}8$ kg Dampf belastet gewesen. Dieser Wert erscheint auf den ersten Blick gering, bedenkt man aber, daß ein Teil der Heizfläche durch Flugasche und Verunreinigungen unwirksam gewesen ist, so ist eben der übrige Teil desto mehr beansprucht worden, etwa mit 19 bis 20 kg, was eine normale Beanspruchung wäre.

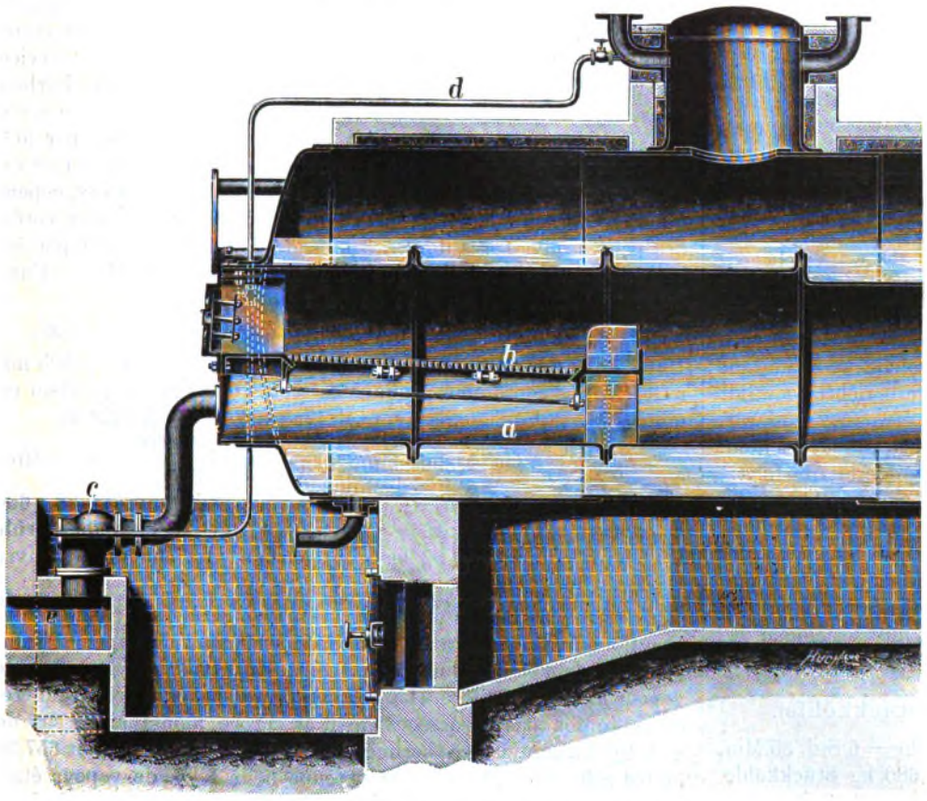


Fig. 56. Z. A.: Unterwindfeuerungen.

Der Druck ließ sich bequem gleichmäßig auf 6,2 at. halten, die Zugstärke im Fuchs betrug durchschnittlich 6 mm Wassersäule.

Von besonderem Werte dürfte ein rechnerischer Vergleich mit Stückkohle sein. 1 Zentner Stückkohle würde frei Kesselhaus 1,10 M. kosten. Nehmen wir den Heizwert derselben zu 6600 WE und einen Wirkungsgrad von 66% an, welche Werte sich in der Praxis gewiß nicht günstiger gestalten werden, so werden $6600 \cdot 0{,}66 = 4356$ WE zur Dampfbildung ausgenutzt. Zur Erzeugung von 1 kg Dampf aus Wasser von 42° C. mit einer Spannung von 6,2 at. sind $656{,}87 - 42 = 614{,}87$ WE erforderlich. Um 1000 kg Dampf zu erzeugen, sind also aufzuwenden $614870 : 4356 = 141{,}1$ kg Stückkohle. Diese Menge kostet $\frac{141{,}1 \cdot 1{,}10}{50} = 3{,}10$ M. Es kosten also 1000 kg Dampf bei Verfeuerung von Stückkohle von 6600 Cal. bei 1,10 M. pro Ztr. 3,10 M. und bei Verfeuerung von Staubkohle (0,68 M. pro Ztr.) 2,39 M., mithin ist die Verfeuerung von Staubkohle für je 1000 kg Dampf um 0,71 M. billiger.

Daß man von der Staubkohle, die im Heizwert naturgemäß stets minderwertiger ist als Stückkohle, infolgedessen auch etwas mehr verfeueren muß, ist selbstverständlich. Zur Erzeugung von

grille m'ont démontré que les injecteurs consomment pour eux-mêmes environ 6 à 7% de la quantité totale de vapeur produite. Dans le cas présent, les injecteurs auraient donc consummé $2700 \cdot 0{,}06 = 162$, soit en chiffres ronds 170 kgs. La quantité de vapeur utilisée comporte donc $2700 - 170 = 2530$ kgs.

Il est maintenant intéressant d'établir le prix de la vapeur, c'est-à-dire le prix de 1000 kgs. de vapeur utilisée. 50 kgs. de poussier de charbon de la mine „Eugenia“ (Silésie) coûtaient suivant les indications qui m'ont été fournies M. 0,68 rendus à la chaufferie, de sorte que 445 kgs. de poussiers de charbon coûtent:

$$\frac{0{,}68 \cdot 445}{50} = \text{M. } 6{,}05$$

Par conséquent 1000 kgs. de vapeur utilisée revienent à:

$$\frac{6{,}05 \cdot 1000}{2530} = \text{M. } 2{,}39.$$

Pour pouvoir se faire un idée de ce que les chiffres ci-dessus représentent, il faut encore tenir compte des différentes autres circonstances. La chaudière a fourni en une heure 673 kgs. de vapeur, c'est-à-dire qu'un mètre carré de surface de chauffe a été chargé de $673 : 37{,}7 = 17$ kgs., 8 de vapeur. Ce chiffre paraît à première vue faible, mais il faut réfléchir qu'une partie de la surface de chauffe était défavorablement influencée par des crasses et des cendres volantes, de sorte que les autres parties de la surface de chauffe étaient proportionellement plus chargées, soit avec environ 10 jusqu'à 20 kgs., ce qui serait une charge normale.

La pression a été facilement tenue à 6 at. 2; la force de tirage dans le carneau était en moyenne de 6 mm. de colonne d'eau.

Il serait tout spécialement intéressant de comparer les indications ci-dessus avec du charbon en morceaux. Cinquante kgs. de charbon en morceaux coûteraient rendus à la chaufferie M. 1,10. Supposons la valeur calorique avec 600 unités thermiques et un degré d'effet de 0,66%, chiffre qui ne sera certainement pas meilleur en pratique; ainsi on utilisera pour la formation de vapeur $6600 \cdot 0{,}66 = 4356$ unités thermiques. Pour produire un kg. de vapeur avec de l'eau à 42° C et une pression de 6 at. 2, il faut $656{,}87 - 42 = 614{,}87$ unités thermiques. Pour obtenir 1000 kgs. de vapeur, il faut donc employer $614870 : 4356 = 141$ kgs., 1 de charbon en morceaux. Cette quantité coûte $\frac{141{,}1 \cdot 1{,}10}{50} = \text{M. } 3{,}10$. Donc 1000 kgs. de vapeur en brûlant du charbon en morceaux produisant 6600 calories et coûtant M. 1,10 par 50 kgs. reviennent à M. 3,10, et en brûlant du poussier de charbon (M. 0,68 par 50 kgs.) reviennent à M. 2,39. Ainsi le chauffage avec du poussier de charbon économise pour 1000 kgs. de vapeur M. 0,71.

Il est compréhensible que l'on doive brûler un peu plus de poussier de charbon dont la qualité calorique est naturellement toujours inférieure à celle du charbon en morceaux. Pour obtenir 1000 kgs. de vapeur, il faut: $\frac{445 \cdot 1000}{2530} = 175$ kgs., 9 de poussier de charbon. Comme pour la même quantité de vapeur il faudrait 141 kgs. 1 de charbon, on a donc besoin pour 1000 kgs. de vapeur de $175{,}9 - 141{,}1 = 34{,}8$, soit en chiffres ronds 35 kgs. en plus de poussier de charbon: Malgré cela ,comme indiqué plus haut, l'emploi du poussier de charbon économise environ M. 0.71 pour 1000 kgs. de vapeur.

L'économie réalisée dans ces conditions dépend naturellement des prix du charbon et se modifie en conséquence de ces derniers. Le calcul de rapport ci-dessus est intéressant. Une installation de foyers avec soufflage sous grille pour une chaudière de 40 m². de surface de chauffe coûte en moyenne environ M. 900.—. Si une chaudière doit livrer par jour plus de 4000 kgs. de vapeur, l'économie journalière sera d'environ M. 3.—. Si la chaudière est en service

1000 kg Dampf sind erforderlich: $\frac{445 \cdot 1000}{2530} = 175{,}9$ kg Staubkohlen. Da für die gleiche Menge Dampf 141,1 kg Stückkohlen erforderlich waren, so sind für je 1000 kg Dampf 175,9 — 141,1 = 34,8 = rund 35 kg Staubkohlen mehr zu verfeuern, trotzdem ist, wie oben angegeben, die Verwendung von Staubkohlen um 0,71 M. (für je 1000 kg Dampf) billiger.

Die Höhe der Geldersparnis hängt natürlich von den Kohlenpreisen ab und ändert sich entsprechend mit diesen. Interessant dürfte nachstehende Rentabilitätsberechnung sein. Eine Unterwindfeuerung für einen Kessel von 40 qm Heizfläche kostet durchschnittlich ungefähr 900 M. Hat ein Kessel täglich über 4000 kg Dampf zu liefern, so würde die Geldersparnis etwa 3 M. pro Tag betragen. Ist der Kessel 300 Tage im Jahr im Betrieb, so würden die Kosten der Feuerungsanlage bereits im ersten Jahre durch die Ersparnisse gedeckt sein. Wird der Kessel weniger beansprucht, so dauert die Amortisation natürlich etwas länger, wie denn selbstverständlich sich jede Einrichtung am schnellsten bei voller Ausnutzung bezahlt macht. —

Nunmehr sei ein Parallelversuch mitgeteilt, den ich mit einer Unterwindfeuerung der Firma F. W. Plüntsch in einer Brennerei nahe bei Stolp ausgeführt habe. Am ersten Tage wurde der Kessel mit Stückkohle gefeuert, am folgenden wurde die Unterwindfeuerung eingebaut, so daß am dritten Tage der Versuch mit dieser Feuerung unter gleichen Bedingungen angestellt werden konnte. Während der Versuche war die Dampfmaschine, um Wasser zu pumpen und den Kessel speisen zu können, dauernd im Gange; Nebenbetriebe waren nicht angehängt. Der überschüssige Dampf wurde in den Henze und somit in die freie Luft gelassen; der Kessel selbst wurde an beiden Tagen gleichmäßig beansprucht. Er war ein liegender, zylindrischer Heizröhrenkessel mit Unterfeuerung; höchste Dampfspannung 7 at. Die Heizfläche betrug 64,75 qm, die Rostfläche 1,13 qm, also R : H = 1 : 57,3. Dieses Verhältnis dürfte auf den ersten Blick überraschen, indem die Rostfläche in Bezug zur Heizfläche zu klein erscheint. Es ist aber insofern richtig gewählt worden, als der Kessel für den Brennereibetrieb etwas zu groß war. Es lag für unsere Versuche nahe, die Kohlenmenge so einzurichten, daß der Rost normal beschickt wurde, woraus andererseits folgte, daß der Kessel pro qm Heizfläche nur gering beansprucht wurde. Der Rost besteht nach der Konstruktion von Plüntsch aus einzelnen Stäben wie jeder Planrost, doch liegen die Stäbe dicht aneinander und haben an den Seiten kleine Öffnungen von etwa 2 bis 3 mm Durchmesser, die aber auch versetzt sind, d. h. die halbkreisförmige Öffnung des einen Stabes fällt nicht zusammen mit derjenigen des andern Stabes.

Erster Prüfungstag (Feuerung mit Stückkohle).

Dauer des Versuchs von 10,34 Uhr bis 5,09 Uhr = 6 Std. 35 Min. = 395 Min. Verfeuert wurden in dieser Zeit 680 kg Stückkohle. Gespeist wurden in den Kessel 4758 kg Wasser von 8,2° R.

Rechnungsresultate: Verfeuert wurden pro Stunde $\frac{680 \cdot 60}{395}$ = rund 104 kg Kohlen. 1 kg Kohlen hat 4758 : 680 = rund 7 kg Dampf geliefert. Auf 1 qm Rost wurden in der Stunde verbrannt 104 : 1,13 = 92 kg Kohlen. Der Kessel hat in der Stunde Dampf geliefert $\frac{4758 \cdot 60}{395} = 723$ kg Dampf/Std. 1 qm Heizfläche hat in der Stunde Dampf geliefert 723 : 64,75 = 11,2 kg. Speisewassertemperatur 8,2° R. = 10,3° C. Durchschnittlicher Dampfdruck 6,5 at. (Der Dampfdruck war sehr gleichmäßig, er fiel nicht unter 6,0 at. und stieg nicht über 6,9 at.) Wärmeinhalt des Dampfes bei 7,5 at. abs. 657,38 WE. Erzeugungswärme pro 1 kg Dampf 657,38 — 10,3 = 647,08 = 647,1 Cal. Heizwert der Stückkohle (Grube Hohenzollern) lt. Analyse 6949 Cal. per 1 kg Aufgewendete Wärmemenge 6949 . 680 = 4725320 Cal. Nutzbar gemachte Wärme 4758 . 647,1 = 3078901,8 Cal. Wirkungsgrad der Kesselanlage 3078901,8 : 4725320 = 0,652 = 65,2%.

Dieser Wirkungsgrad ist zwar ein ganz guter, dennoch hätte man in Anbetracht des hohen Heizwertes der Kohle einen etwas besseren erwartet. Er dürfte sich daraus erklären, daß die Kohle eine backende, fließende Schlacke lieferte, welche die Rostspalten verstopfte und ein öfteres längeres Abschlacken erforderlich machte.

pendant 300 jours par an, les frais de l'installation de foyers seront amortis dès la première année par les économies réalisées. Si la chaudière ne produit pas tant, l'amortissement durera naturellement un peu plus longtemps, comme naturellement toute installation utilisée plus complètement est amortie également plus rapidement.

Nous allons résumer maintenant un essai parallèle fait avec un foyer à soufflage sous grille de la maison *F. W. Plüntsch* dans une distillerie près de Stolp. Le premier jour la chaudière ne fut chauffée qu'avec du charbon en morceaux tandis que le jour suivant on installa le dispositif de soufflage sous grille, de sorte que le troisième jour l'essai avec ce foyer put être effectué dans les même conditions. Pendant les essais, la machine à vapeur était continuellement en service pour pomper de l'eau et pouvoir alimenter la chaudière; il n'y avait pas d'autres machines auxiliaires. La surproduction de vapeur était évacuée à l'air libre; la chaudière elle-même fut pendant les deux jours chargée dans les mêmes conditions. Il s'agissait d'une chaudière horizontale cylindrique à tubes de fumée avec foyer inférieur, à pression maximum de 7 at. La surface de chauffe comportait 64 m 2,75, la surface de grille 1 m 2,13 donc: Grille: surface de chauffe = 1 : 53,7. Ce rapport pourrait surprendre à première vue car la surface de grille parait petite en proportion de la surface de chauffe. Ces chiffres sont cependant choisis exactement étant donné que la chaudière était un peu trop grande pour le service de la distillerie. Pour nos essais on adopta la quantité de charbon nécessaire pour que la grille soit alimentée normalement de sorte que d'un autre côté la chaudière ne soit que peu chargée par m². de surface de chauffe. La grille se compose suivant la construction de *Plüntsch* de barres séparées comme toute grille à barreaux, cependant ces derniers sont très près l'un d l'autre, et on a aux côtés, des petites ouvertures de 2 à 3 mm. de diamètre qui sont placées en échiquier, c'est-à-dire que l'ouverture demi circulaire d'une barre ne tombe pas en face de celle de l'autre barre.

Premier jour d'essai (Chauffage au charbon en morceaux).

Durée de l'essai de 10 H, 34 à 5 H, 09 = 6 H, 35 minutes = 395 minutes. On a consommé pendant ce temps 630 kgs. de charbon en morceaux, et la chaudière a reçu 4758 kgs. d'eau à 8,2° R.

Résultats: On a consommé par heure $\frac{680 \cdot 60}{395}$ = en chiffres ronds 104 kgs. de charbon. 1 kg. de charbon a livré 4758 : 680 = en chiffres ronds 7 kgs. de vapeur. Sur 1 m². de grille on a brûlé à l'heure 104 : 1,13 = 92 kgs. de charbon. La chaudière a livré à l'heure $\frac{4758 \cdot 60}{395} = 723$ kgs. de vapeur. 1 m². de surface de chauffe a livré à l'heure 723 : 64,75 = 11 kgs. 2 de vapeur. Température de l'eau d'alimentation 8,2° R = 10,3° C. Pression de vapeur moyenne 6 at. 5. (La pression de vapeur était très régulière, et ne tomba pas au-dessous de 6 at. ni ne monta au-dessus de 6 at. 9). La contenance thermique de la vapeur à 7 at. 5 était 657,38 unités caloriques. La chaleur obtenue pour 1 kg. de vapeur était donc 657,38 — 10,3 = 647,08 = 647,1 Calories. La valeur calorique du charbon en morceaux (*Mine Hohenzollern*) suivant analyse donne 6949 calories pour 1 kg. de charbon consommé. La chaleur consommée est donc de: 6949 · 680 = 4725320 calories. La chaleur utilisée est 4758 . 647,1 = 3078901,8 calories. L'effet utile de l'installation de chaudières était donc de 3078901,8 : 4725320 = 0,652 = 65,2%.

Cet effet utile est très favorable. Cependant étant donné la haute valeur calorique du charbon employé on aurait pu s'attendre à mieux. Ce résultat s'explique par le fait que le charbon donne un mâchefer collant qui bouche les ouvertures de la grille et nécessite souvent un décrassage de cette dernière qui prend beaucoup de temps. Comme dans l'analyse cette propriété du charbon n'est pas spécialement indiquée, cela prouve qu'il n'est pas toujours bon et même avantageux d'acheter un charbon en se basant exclusivement sur la valeur calorique.

Le prix du charbon rendu à la chaufferie comportait M. 1,25 par 50 kgs. D'après cette indication, le coût du chauffage pour l'obtention de 100000 calories était de: 100 kgs. coûtent M. 2,50 donc 6949 unités caloriques reviennent à M. 2,50 et 100000 calories coûtent $\frac{2{,}50 \cdot 100000}{6949} = 45{,}9$ = en chiffres ronds 36 pfennigs qui est un chiffre relativement élevé. Le prix de la vapeur, c'est-à-dire

Da in der Analyse dieser Charakter der Kohle nicht zum Ausdruck kommt, so ersieht man hieraus, daß es nicht angängig und zweckmäßig ist, eine Kohle ausschließlich nach dem Heizwert zu kaufen.

Der Preis der Kohle frei Kesselhaus betrug 1,25 M. pro Ztr. Hiernach berechnet sich der Wärmepreis d. h. der Preis für 100000 Cal. zu: 100 kg kosten 2,50 M., demnach kosten 6949 WE 2,50 M., 100000 Cal. kosten also $\frac{2{,}50 \cdot 100000}{6949} = 35{,}9 =$ rund 36 Pf., welcher Wert ziemlich hoch ist.

Der Dampfpreis d. h. Preis für 1000 kg Dampf ergibt sich zu: 100 kg Kohlen kosten 2,50 M., dasselbe kosten auch 700 kg Dampf, also kosten 1000 kg Dampf $\frac{2{,}50 \cdot 1000}{700} = 3{,}57$ M.

Zweiter Prüfungstag (Feuerung mit Staubkohle).

Nachdem inzwischen die Unterwindfeuerung eingebaut worden war, wurde an diesem Prüfungstage der Kessel analog wie am ersten beansprucht und mit Staubkohle befeuert. Der Injektor wurde während des ganzen Versuchs nicht verstellt, vielmehr wurden kleine Regulierungen nur mit dem Rauchschieber vorgenommen. Die Bedienung war eine sehr sachgemäße.

Dauer des Versuchs von 9,10 Uhr bis 3,37 Uhr = 6 Std. 27 Min. = 387 Min. Verfeuert wurden in dieser Zeit 785 kg Staubkohle. Gespeist wurden in den Kessel 5400 kg Wasser von 8,4° R.

Rechnungsresultate: Verfeuert wurden pro Std. $\frac{785 \cdot 60}{387}$ = 122 kg Staubkohle. Der neue Rost besaß eine Größe von 1,35 qm. Auf 1 qm Rostfläche sind also pro Std. verfeuert worden 122 : 1,35 = 90,4 kg (d. h. fast genau so viel, wie bei der Stückkohle). 1 kg Kohlen hat Dampf geliefert, wenn man zunächst die gesamte verdampfte Wassermenge in Rechnung setzt, 5400 : 785 = 6,88 kg. (Dieser Wert ist jedoch nicht ohne weiteres mit dem bezüglichen der Stückkohle zu vergleichen, da der Injektor auch etwas Dampf

le prix pour 1000 kgs. de vapeur donne: 100 kgs. coûtent M. 2,50, de sorte que 700 kgs. de vapeur coûtent le même prix et 1000 kgs. de vapeur coûtent $\frac{2{,}50 \cdot 1000}{700} =$ M. 3,57.

Deuxième jour d'essai (Chauffage au poussier de charbon).

Une fois l'installation de foyers avec soufflage sous grille montée, la chaudière fut à ce jour d'essai chargée de la même façon que le premier jour et chauffée au poussier de charbon. L'injecteur ne fut pas dérèglé pendant tout l'essai et seulement de petits règlages fûrent effectués à l'aide de registres de tirage. Le service était effectué par un personnel parfaitement au courant.

L'essai dura de 9 H. 10 jusqu'à 3 H. 37 = 6 H. 27 minutes = 387 minutes. Pendant ce temps on brûla 785 kgs. de poussier de charbon. La chaudière reçut pendant cette même durée de temps 5400 kgs. d'eau à 8,4° R.

Résultats de l'essai: On a brûlé par heure $\frac{785 \cdot 60}{387} = 122$ kgs. de poussier de charbon. La nouvelle grille avait une surface de 1 m 2,35. Sur 1 m². de surface de grille on a donc brûlé : 1,35 = 90 kgs. 400 de poussier de charbon (soit presque exactement la même chose que de charbon en morceaux). 1 kg. de charbon a livré la quantité suivante de vapeur, si l'on tient tout d'abord compte de la quantité totale d'eau vaporisée, 5400 : 785 = 6 kg. 880. (Ce chiffre ne doit cependant pas être simplement comparé avec le chiffre obtenu pour le charbon en morceaux, car l'injecteur a également consommé un peu de vapeur. Toutefois la chaudière a vaporisé la quantité de vapeur indiquée ci-dessus.) La chaudière a livré au total à l'heure $\frac{5400 \cdot 60}{387} = 837$ kgs., chiffre qu'il ne faut également pas simplement comparer avec celui obtenu pour le charbon en morceaux. 1 m². de surface de chauffe a livré à l'heure 837 : 64,75 = 12,9 kgs. de vapeur; donc la chaudière ne fut, dans ce cas que peu chargée.

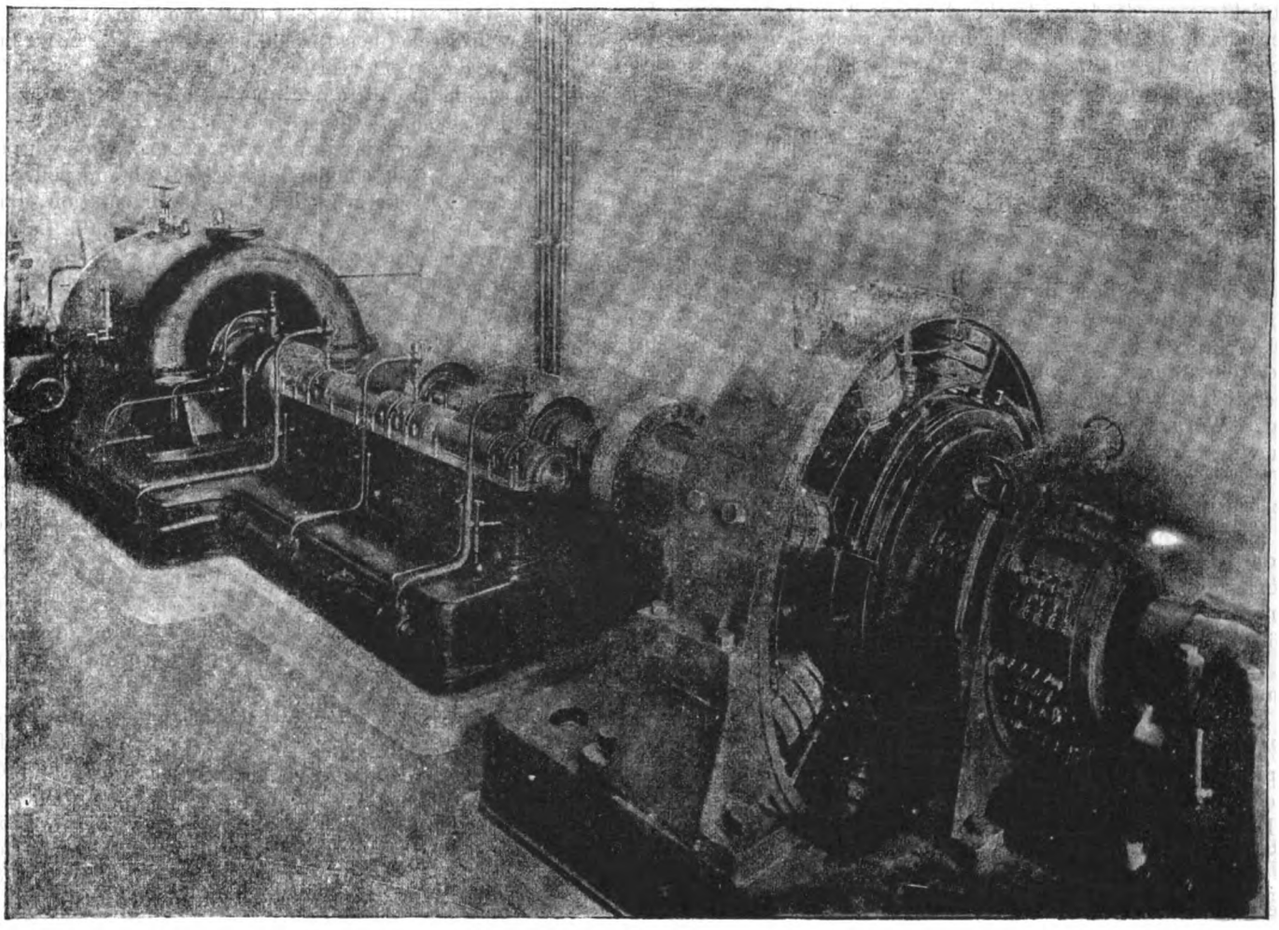


Fig. 57. Z. A.: „Multipel"-Dampfturbinen mit Zahnradübertragung.

Export-Ausgabe auf Übersee-Papier gedruckt!

gebraucht hat. Immerhin hat der Kessel die genannte Wassermenge verdampft.) Der Kessel hat in der Stunde insgesamt Dampf geliefert $\frac{5400 \cdot 60}{387} = 837$ kg/Std., welcher Wert ebenfalls nicht ohne weiteres mit demjenigen der Stückkohle zu vergleichen ist. 1 qm Heizfläche hat in der Stunde Dampf geliefert 837 : 64,75 = 12,9 kg/Std., der Kessel ist also auch in diesem Fall nur gering beansprucht worden.

Da der Injektor ebenfalls Dampf gebraucht, so war es von Wichtigkeit, diese Dampfmenge zu bestimmen. Zu diesem Zweck war an dem Regulierventil des Injektors eine Skala angebracht worden, welche das Ablesen der Stellung genau gestattete. Das Ventil ist dann während des Versuchs überhaupt nicht verstellt worden. Nach Schluß des Hauptversuchs wurde von der Firma ein zweiter Injektor nebst gesonderter Dampfleitung angebracht, welcher es ermöglichte, die Dampfspannung im Kessel auf genau 6,9 at. zu halten. Der erste Injektor wurde nun mittels Schlauchs mit einem Hefenkühler verbunden und dieser in ein Hefengefäß gesetzt, in welches ständig kaltes Wasser floß. Nach Einstellung des Injektors wurde dann der kondensierte Dampf gewogen. Es flossen nun in 12 Minuten 10 kg hindurch, welche Messung so oft wiederholt wurde, daß sie als durchaus genau angesehen werden kann. Der Injektor hat demnach in der ganzen Zeit (387 Minuten) gebraucht $\frac{10 \cdot 387}{12} = 322{,}5$ kg Dampf. Diese Dampfmenge beträgt 322,5 : 5400 = 0,06 d. h. 6% der Gesamt-Dampfmenge.

Subtrahiert man die Dampfmenge des Injektors von der Gesamt-Dampfmenge, so erhält man den Nutzdampf d. h. denjenigen, den man eben ausnutzen kann. Der Nutzdampf beträgt 5400 — 322,5 = 5077,5 kg. Bezieht man die Verdampfung auf diesen Nutzdampf, so erhält man 5077,5 : 785 = 6,47, d. h. 1 kg Staubkohle hat 6,47 kg nutzbaren Dampf geliefert, welcher Wert mit demjenigen der Stückkohle verglichen werden kann. Speisewassertemperatur 8,4° R. = 10,5° C. Durchschnittlicher Dampfdruck 6,9 at. Wärmeinhalt des Dampfes bei 7,9 at. abs. 658,03 WE. Erzeugungswärme pro 1 kg Dampf 658,03 — 10,5 = 647,53 = 647,5 ∞ WE. Die zu dem Versuch verwendete Staubkohle (Grube Myslowitz) war draußen neben dem Kesselhaus abgeladen worden. Da kurz vor dem Versuch ein heftiger Regen niedergegangen war, so war die Kohle naturgemäß sehr naß und besaß lt. Analyse 7,03% grobe Feuchtigkeit. Demnach belief sich der Heizwert der Kohle im ursprünglichen Zustand auf 5722 WE und im lufttrockenen auf 6200 WE. Aufgewendete Wärmemenge 5722 . 785 = 4491770 Cal. Nutzbar gemachte Wärmemenge, zunächst bezogen auf die gesamte Dampfmenge, 647,5 . 5400 = 3496500 Cal. Hieraus ergibt sich der Wirkungsgrad, bezogen auf die Gesamtdampfmenge, zu 77,8%. Nutzbar gemachte Wärmemenge, bezogen auf den Nutzdampf, 647,5 . 5077,5 = 3287681,3 WE. Wirkungsgrad, bezogen auf den Nutzdampf, 73,2%.

Diese beiden Wirkungsgrade lassen zweifellos erkennen, daß die Staubkohle durch die Unterwindfeuerung recht gut ausgenutzt wird. Wäre die Kohle nicht naß, sondern lufttrocken gewesen, so hätte 1 kg 6200 WE besessen. Werden nun 785 kg Kohlen verfeuert, so werden aufgewendet 785 . 6200 = 4877000 Cal. Unter der — gewiß berechtigten — Annahme des gleichen Wirkungsgrades wären ausgenutzt worden 4867000 . 0,778 = 3786526 Cal. bzw. es wären verdampft worden 3786526 : 647,5 = 5848 kg Dampf. Davon gehen 6% für den Injektor ab, das sind 350,88 = 351 kg. Es verbleiben als Nutzdampf 5848 — 351 = 5497 kg. 785 kg lufttrockne Staubkohle hätten also 5497 kg Nutzdampf geliefert, was einer 5497 : 785 = 7fachen Verdampfung entspricht.

Der Preis der Staubkohle wurde angegeben zu 67,5 Pf. frei Bahnhof Stolp oder 78 Pf. frei Kesselhaus pro 1 Ztr. Danach berechnet sich der Wärmepreis (Preis für 100000 WE = Ca.), wobei offenbar trockene Kohle zu Grunde zu legen ist, zu: 100 kg kosten 1,56 M., also 1 kg bzw. 6200 WE 1,56 Pf., 100000 WE kosten $\frac{1{,}56 \cdot 100000}{6200} = 25{,}1$ Pf. Hier zeigt sich ein auffallender Unterschied, denn bei der Stückkohle betrug der Wärmepreis 36 Pf. Bei der Berechnung des Dampfpreises (Preis für 1000 kg Dampf) muß ebenfalls trockene Staubkohle zu Grunde gelegt werden. 100 kg Kohlen bzw. 700 kg Dampf kosten 1,56 M., demnach kosten 1000 kg Dampf

Comme l'injecteur consomme également de la vapeur, il était important de déterminer la quantité dont il s'agit. Dans ce but, on avait placé à la soupage régulatrice de l'injecteur une échelle sur laquelle on peut lire exactement la position. La soupape ne fut pendant toute la durée de l'essai absolument pas dérèglée. Une fois l'essai principal terminé, la maison a placé un deuxième injecteur avec canalisation de vapeur spéciale qui permettait de tenir exactement la pression de la vapeur dans la chaudière à 6 at. 9. Le premier injecteur fut alors relié à l'aide d'un tuyau de caoutchouc avec un refroidisseur dans lequel coulait continuellement de l'eau froide. Après mise en marche de l'injecteur, on pesa la vapeur condensée. Il coulait alors en 12 minutes 10 kgs. et ce mesurage fut répété assez souvent pour que l'on puisse s'assurer exactement que le chiffre indiqué était juste. L'injecteur a ainsi pendant toute la durée de l'essai (387 minutes) consommé $\frac{10 \cdot 387}{12} = 322$ kgs., 500 de vapeur. Cette quantité de vapeur comporte 322,5 : 5400 = 0,06 c'est-à-dire 6% de la quantité totale de vapeur.

Si l'on soustrait la quantité de vapeur consommée par l'injecteur de la quantité de vapeur totale produite, on a alors le chiffre de vapeur utilisée ou le chiffre de vapeur que l'on aurait pu utiliser. La quantité de vapeur utilisée est de 5400 — 322,5 = 5077 kgs, 5. Si, pour établir le chiffre de vaporisation on se base sur le chiffre de vapeur réellement utilisée, on a 5077,5 : 785 = 6,47, c'est-à-dire qu'un kg. de poussier de charbon a livré 6 kgs., 47 de vapeur utilisée, chiffre que l'on peut comparer avec celui obtenu pour le charbon en morceaux. La température d'eau d'alimentation était 8,4° R = 10,5° C. La pression de vapeur était de 6 at., 9. La contenance thermique de la vapeur à 7 at., 9 était de 658,03 unités caloriques. La chaleur produite pour un kg. de vapeur était donc 658,03 — 10,5 = 647,53 = 647,5 ∞ unités caloriques. Le poussier de charbon employé pour cet essai (mine *Myslowitz*) avait été déchargé à l'extérieur, à côté de la salle des chaudières. Comme peu avant l'essai, il y a eu de grandes pluies, le charbon était naturellement très humide et suivant analyse, il y avait une teneur de 7,03% d'humidité brute. Par suite, la valeur calorique de charbon dans son état primitif comportait 5722 unités caloriques une fois arrivé au degré d'humidité de l'air comportait 6200 unités caloriques. La quantité de chaleur employée fut 5722 · 785 = 4491770 calories. La quantité de chaleur utilisée se rapporta tout d'abord à la quantité totale de vapeur de 647,5 · 5400 = 3496500 calories. Par suite l'effet utile se rapportant à la quantité totale de vapeur est de 77,8%. La quantité de chaleur utile se référant à la vapeur utilisée est de 647,5 · 5077,5 = 3287681,3 unités caloriques. L'effet utile se rapportant à la quantité de vapeur utilisée est de 73,2%.

Ces deux effets utiles montrent sans aucun doute que le poussier de charbon est parfaitement utilisé avec le foyer à soufflage sous grille et si le charbon n'avait pas été humide, mais au même degré d'humidité que l'air, 1 kg. aurait produit 6200 unités caloriques. Alors en brûlant 785 kgs. de charbon on aurait eu 785 . 6200 = 4877000 calories. En faisant la supposition, d'ailleurs fondée, du même effet utile, on aurait utilisé 4867000 · 0,778 = 3786526 calories, c'est-à-dire que l'on aurait vaporisé 3786526 : 647,5 = 5848 kgs. de vapeur. De ce chiffre 6% vont à l'injecteur c'est-à-dire 350,88 = 351 kgs. Il reste comme vapeur vraiment utile 5848 — 351 = 5497 kgs. 785 kgs. de poussier de charbon ayant le degré d'humidité de l'air auraient livrés 5497 kgs. de vapeur utile, ce qui correspond à un coëfficient de 5497 : 785 = 7 de vaporisation.

Le prix du poussier de charbon fut indiqué par 67, pf 5 franco gare *Stolp* ou 78 pfg. rendu à la salle des chaudières pour 50 kgs. Ainsi le prix du chauffage (prix pour 100000 unités caloriques) pour lequel il faut naturellement tenir compte du charbon sec. est: 100 kgs. coûtent M. 1,56 donc 1 kg. c'est-à-dire 6200 unités caloriques coûtent 1 pfg., 56 et 100000 unités caloriques coûtent $\frac{1{,}56 \cdot 100000}{6200}$ = 25 pfg., 1. On constate ici une différence frappante car avec le charbon en morceaux le prix du chauffage coûtait 36 pfg. Pour le décompte du prix de la vapeur (1000 kgs. de vapeur) il faut tenir compte également du poussier de charbon sec. 100 kgs. de charbon, ou 700 kgs. de vapeur coûtent M. 1.56, donc 1000 kgs. de vapeur coûtent $\frac{1{,}56 \cdot 1000}{700} = $ M. 2.23 tandis qu'avec du charbon en mor

$\frac{1{,}56 \cdot 1000}{700} = 2{,}23$ M., während bei der Stückkohle 1000 kg Dampf 3,57 M. kosten. Bei der Verfeuerung trockener Staubkohle werden also pro 1000 kg Dampf in diesem Falle 3,57 — 2,23 = 1,34 M. gespart.

Diese Prüfungsresultate sind von der Praxis auch nachher bestätigt worden, doch wolle man bei denselben berücksichtigen, daß der Kessel einmal sehr gleichmäßig und gering beansprucht worden ist, dann auch vorher sauber gereinigt war. Ferner ist im vorliegenden Fall der Preis für die Stückkohle verhältnismäßig hoch, derjenige für die Staubkohle aber unter Berücksichtigung ihres Heizwertes ziemlich niedrig.

In allen Fällen spielen nun die jeweiligen Verhältnisse die Hauptrolle, und daher kann es auch kommen, daß gelegentlich eine Unterwindfeuerung sich gar nicht bewährt. Auch derartige Prüfungen habe ich ausgeführt, welche zur Folge hatten, daß die Anlage wieder beseitigt und die Planrostfeuerung eingerichtet werden mußte. Ein besonders wichtiges Moment erscheint mir die Größe des Kessels. Es ist selbstverständlich, daß man in der Praxis bei der Verfeuerung minderwertigen Brennmaterials niemals den gleichen Heizeffekt erreicht, als bei Verfeuerung hochwertiger

ceaux, 1000 kgs. de vapeur coûtaient dans ce cas M. 3.57. En chauffant avec du poussier de charbon sec., on économisera donc dans ce cas pour 1000 kgs. de vapeur 3,57 — 2,23 = M. 1,34.

Ces résultats d'essais ont été ensuite confirmés dans la pratique, cependant il faut tenir compte que la chaudière fut peu et très régulièrement chargée, et elle fut au préalable très soigneusement nettoyée. En outre, dans le cas qui nous occupe, le prix du charbon en morceaux est relativement élevé tandis que celui pour le poussier de charbon, était, en tenant compte de sa valeur calorique, relativement bas.

Dans tous les cas, les conditions qui se présentent à chaque fois jouent le rôle principal et par conséquent il peut se présenter qu'une chaufferie à soufflage sous grille ne soit pas du tout avantageuse. J'ai également fait des essais de ce genre qui ont eu pour résultats que l'installation devait être supprimée et que l'on devait mettre en place une chaufferie à foyer à grille horizontale. Un des points des plus importants me parait être la grandeur de la chaudière. Il est tout naturel que dans la pratique, lors du chauffage avec des matériaux de combustion de faible valeur, on n'obtienne jamais le même effet calorique qu'avec le chauffage par le charbon en mor-

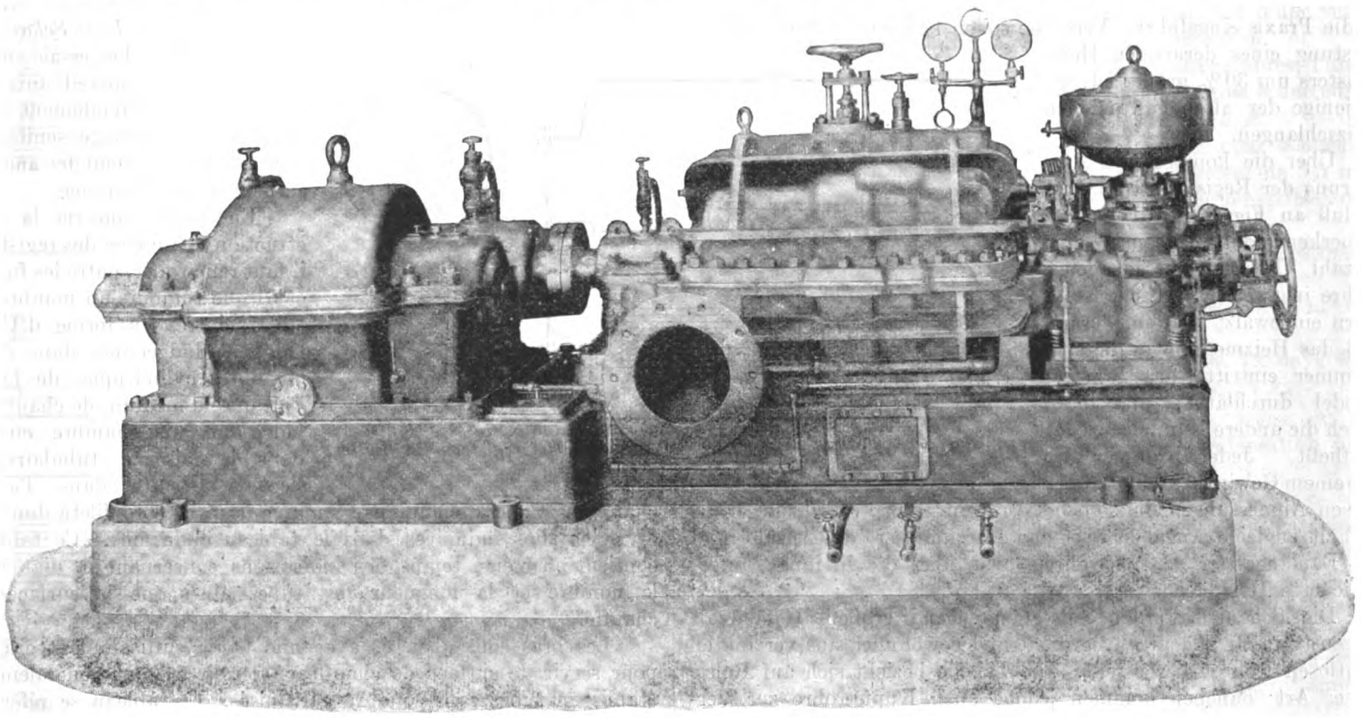


Fig. 58. Z. A. „Multipel"-Dampfturbinen mit Zahnradübertragung.

Stückkohle, etwas anderes würde auch direkt wider die Naturgesetze sein. Reicht nun ein Kessel bei Verfeuerung von Stückkohle gerade aus, oder muß er gar forciert werden, so wird er bei Staubkohlenfeuerung natürlich keinesfalls ausreichen und die Anlage einer Unterwindfeuerung wäre verfehlt. Denn man muß berücksichtigen, daß von der vom Kessel gelieferten Gesamtdampfmenge ein kleiner Teil auch noch für die Injektoren gebraucht wird. Der Kessel wird also nur bis zu einer bestimmten Dampflieferung rationell arbeiten, ein Forcieren darüber hinaus macht die Anlage unwirtschaftlich. Ich habe bei einem derartigen Versuch gefunden, daß es bei aufmerksamer Bedienung zwar möglich war, den Kessel mit 24 bis 25 kg Dampf pro 1 qm Heizfläche und Stunde zu beanspruchen und den Druck auf gleichmäßiger Höhe zu erhalten, doch sank die Wirtschaftlichkeit beträchtlich. Forciert man den Kessel, so wird von der erzeugten Gesamtdampfmenge ein größerer Prozentsatz für die Injektoren gebraucht, der aber seinerseits nicht brennbar ist, vielmehr die Feuerung beeinträchtigt. Andererseits wird dadurch auch die Nutzdampfmenge nicht wesentlich gesteigert. Auch ist zu berücksichtigen, daß durch den Einbau des für die Unterwindfeuerung größeren Rostes die Heizfläche verkleinert wird, denn bekanntlich gilt der Teil des Kessels unter der Rostfläche nicht als Heizfläche.

ceaux de haute valeur; le contraire serait absolument contre les lois de la nature. Or, si une chaudière suffit juste étant chauffée au charbon en morceaux, ou même doit être déjà forcée, on conçoit qu'avec le chauffage au poussier de charbon elle ne suffira pas en aucun cas et que l'installation d'un foyer à soufflage sous grille serait tout-à-fait mal placée. Car on dit tenir compte qu'une petite partie de la vapeur livrée par la chaudière est consommée par les injecteurs. La chaudière ne travaillera donc rationellement que jusqu'à un degré déterminé et en forçant au-dessus de ce degré, l'installation ne serait plus économique. J'ai trouvé dans des essais de ce genre qu'avec un service attentif il était même possible de faire livrer à la chaudière jusqu'à 24 à 25 kgs. de vapeur par m² de surface de chauffe à l'heure et de maintenir régulièrement la pression; cependant le degré économique de l'installation diminue sensiblement. Si l'on force la chaudière, un plus grand pourcentage de la vapeur totale obtenue sera consommée par les injecteurs, ce qui influence la chaufferie. D'un autre côté la quantité de vapeur utile n'augmentera pas sensiblement. Il faut en outre considérer que, par le placement de la grille plus grande nécessitée pour le chauffage à soufflage sous grille la surface de chauffe est réduite car ainsi qu'on le sait la partie de la chaudière au-dessous de la surface de la grille n'est pas considérée comme surface de chauffe.

Ein Fortschritt im Bau von Heizregistern für Boiler.

Mit Abbildungen, Fig. 59 bis 61.

Zusammenfassung. Beschrieben ist ein Heizregister, bestehend aus mehreren U-förmig gebogenen engen Rohren, die ähnlich denjenigen eines Überhitzers in zylindrische Kammern eingewalzt sind. Die Heizregister sollen einen größeren Nutzeffekt ergeben, als die bisher für Boiler üblichen, in einem Stück langgewundenen Heizschlangen.

Trotz der Tatsache, daß sich die bisher üblich langen und gewundenen Heizschlangen in den Boilern nicht so ausnützen lassen, wie das aus wirtschaftlichen Gründen eigentlich erwünscht ist, können sich doch die Vertreter derselben immer noch nicht von ihnen trennen. Der einzige Grund hierfür kann doch aber eigentlich nur der sein, daß bisher eine bessere Form der Heizschlangen eben nicht bekannt war. Erst mit der Einführung der in ihre Ausführung durch Fig. 60 und in ihrer Anwendung auf zwei verschiedene Boilertypen, durch Fig. 59 u. 61 veranschaulichten Heizregister scheint das sich zu ändern.

Diese Schlangen wurden unter der Bezeichnung „Viktoria"-Heizregister von der Firma Fritz Schammer in Berlin W. 30 in die Praxis eingeführt. Versuche sollen bewiesen haben, daß die Leistung eines derartigen Heizregisters um 30% größer ist, als diejenige der alten gewundenen Heizschlangen.

Über die konstruktive Ausführung der Register ist im Anschluß an Fig. 60 u. 61 nur zu bemerken, daß jedesmal eine Anzahl U-förmiger, gebogener Rohre in zwei zylindrische Kammern eingewalzt werden, derart, daß das Heizmedium in die eine Kammer eintritt, das Röhrenbündel durchläuft, und dann durch die andere Kammer wieder ausfließt. Jede Kammer ist mit einem Gewindeanschluß, über dessen Abmessungen die Tabelle Auskunft gibt, versehen. Diese enthält zugleich Angaben über den Durchmesser, die Anzahl und die Baulänge der Schenkelrohre, sowie über die in ihnen aufgespeicherte Heizfläche.

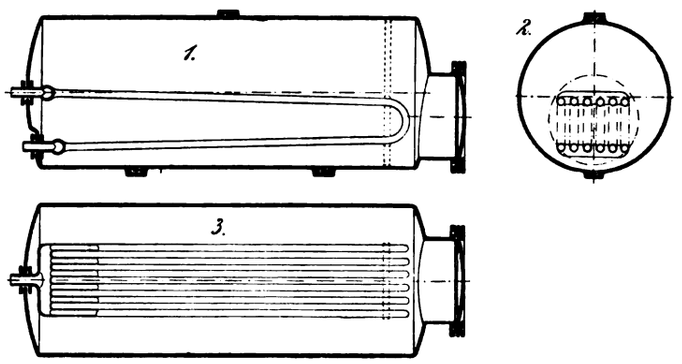


Fig. 59. Z. A.: Ein Fortschritt im Bau von Heizregistern für Boiler.

Die Schenkel werden mit entsprechend großem Gefälle als Gegenstrom-Heizfläche angeordnet, und gewöhnlich aus verzinkten nahtlosen Röhren hergestellt. Die Tabelle bezieht sich auf Rohre dieser Art; daneben kommen jedoch auch Kupferrohre zur Verwendung.

Von den Abbildungen, Fig. 59 und 61 zeigt diejenige Fig. 61 einen Boiler, dessen Deckel abgeschraubt werden kann, so daß man nach Lösen des Deckels sowohl den Boiler befahren, als auch das Heizregister repariren kann, weil das Register in den Deckel selbst eingebaut ist, also mit dem Deckel abgehoben wird. Beim Boiler (Fig. 59) ist das Heizregister in den festen Boden eingesetzt und der Deckel befindet sich vor einem aufgeschweißten Stutzen; hier wird also das Register mit dem Deckel nicht herausgezogen, verbleibt vielmehr nach Lösen des Deckels im Boiler.

Un progrès dans la construction de registres de chauffage pour bouilleurs.

Avec gravures, fig. 59 à 61.

Résumé. Nous décrivons un registre de chauffage se composant de plusieurs tubes de faible diamètre cintrés en forme d'U, dudgeonnés comme ceux d'un surchauffeur dans des chambres cylindriques. Les registres de chauffage doivent produire un beaucoup plus grand effet utile que ceux formés par un seul serpentin de chauffage, en usage jusqu'à ce jour pour les bouilleurs.

Malgré le fait avéré que les longs serpentins de chauffage en usage jusqu'à présent dans les bouilleurs ne permettent pas une utilisation de la chaleur aussi bonne qu'on le désirerait pour des raisons économiques, les défenseurs de ce système ne peuvent cependant s'en départir. L'unique raison ne peut à vrai dire se trouver que dans le fait que jusqu'à présent on ne connaissait pas une meilleure forme des serpentins de chauffage. Cela ne parait se modifier qu'avec l'introduction des registres de chauffage, visibles dans leur exécution par la fig. 60 et dans leur emploi sur deux différents types de bouilleurs par la fig. 61.

Ces serpentins sont introduits dans le commerce sous la désignation „Viktoria", registres de chauffage de la maison *Fritz Schammer* à Berlin W. 30. Les essais entrepris avec cet appareil auraient démontré que le rendement d'un registre de chauffage semblable dépasse de 30% celui des anciens serpentins de chauffage.

En ce qui concerne la construction elle-même des registres, il faut remarquer, outre les fig. 60 et 61 que toujours un nombre de tubes cintrés en forme d'U se trouvent dudgeonnés dans deux chambres cylindriques de façon à ce que le médium de chauffage entre dans une chambre, circule dans le faisceau tubulaire et s'écoule ensuite dans l'autre chambre. Chaque chambre est munie d'un raccord fileté dont les divisions sont indiquées dans le tableau ci-dessous. Ce tableau contient en même temps des indications concernant le diamètre, le nombre et la longueur des tubes ainsi que la surface de chauffe.

Les bras sont disposés avec une pente suffisamment grande pour servir de surface de chauffe en retour et sont généralement établis en tubes sans soudure galvanisés. Le tableau se réfère à des tubes de ce genre; on peut également employer des tubes de cuivre.

Des deux fig. 59 et 61, celle Nr. 61 montre un bouilleur dont le couvercle peut être boulonné, de sorte qu'après enlèvement de ce couvercle, on peut pénètrer dans le bouilleur et réparer le registre de chauffage. Dans le bouilleur fig. 59, le registre de chauffage est placé sur le fond fixe et le couvercle se trouve devant un support soudé.

Heizfläche in qm ca.	Schenkelrohre			Anschl. " G. G.	Heizfläche in qm ca.	Schenkelrohre			Anschl. " G. G.
	Durchmesser	Anzahl	Baulänge mm			Durchmesser	Anzahl	Baulänge mm	
1,0	$1^1/_2$"	3	1200	2	3,0	2"	4	2000	$2^1/_2$
1,5	$1^1/_2$"	3	1700	2	3,5	2"	4	2350	$2^1/_2$
2,0	$1^1/_2$"	4	1750	2	4,0	2"	5	2150	$2^1/_2$
2,5	$1^1/_2$"	5	1750	2	4,5	2"	5	2450	$2^1/_2$
3,0	$1^1/_2$"	5	2100	2	5,0	2"	6	2250	$2^1/_2$
3,5	$1^1/_2$"	6	2000	2	5,5	2"	6	2450	$2^1/_2$
4,0	$1^1/_2$"	6	2300	2	5,0	2"	6	2650	$2^1/_2$
2,0	2"	3	1800	$2^1/_2$					

Surface de chauffe.	Tubes cintrés			Raccordement. Pas du gaz.	Surface de chauffe.	Tubes cintrés			Raccordement. Pas du gaz.
	Diamètre.	Nombre	Longueur mm			Diamètre.	Nombre.	Longueur mm	
1,0	$1^1/_2$"	3	1200	2	3,0	2"	4	2000	$2^1/_2$
1,5	$1^1/_2$"	3	1700	2	3,5	2"	4	2350	$2^1/_2$
2,0	$1^1/_2$"	4	1750	2	4,0	2"	5	2150	$2^1/_2$
2,5	$1^1/_2$"	5	1750	2	4.5	2"	5	2450	$2^1/_2$
3,0	$1^1/_2$"	5	2100	2	5,0	2"	6	2250	$2^1/_2$
3,5	$1^1/_2$"	6	2000	2	5,5	2"	6	2450	$2^1/_2$
4,0	$1^1/_2$"	6	2300	2	5,0	2"	6	2650	$2^1/_2$
2,0	2"	3	1800	$2^1/_2$					

Die Maschinen- und Kühlhallen
des neuen Schlachthofes der Stadt Zürich.

Mit Zeichnungen auf Tafel 40 und Abbildungen, Fig. 62 u. 63.

Die neue Schlachthofanlage der Stadt Zürich liegt, dies sei informierend vorausgeschickt, unterhalb der Stadt im Limmattal, in einem Stadtviertel, wo die Zufuhr des Schlachtviehes ohne Störung des öffentlichen Verkehrs erfolgen kann, gleichzeitig aber der Güterbahnhof bequem zu erreichen ist.

Die uns besonders interessierenden Anlagen sind auf Tafel 40 und in Fig. 62 u. 63 dargestellt; sie umfassen:

I. Die Kühlanlage (Fig. 1).

Auf Grund der Kommissions-Gutachten entschied sich der Stadtrat zugunsten des Kohlensäure-Kühlsystems. Zur Ausführung gelangten die Projekte und Kostenvoranschläge der Firma Escher Wyss & Co. In diesen war die Aufstellung von zwei Kompressoren vorgesehen, ein jeder für eine stündliche Leistung von 150000 Kälteeinheiten und eines Kompressors für 110000 neg. Kalorien, gemessen im Salzbad zwischen — 2 und — 5° C bei einer Kühlwassertemperatur von + 11° C.

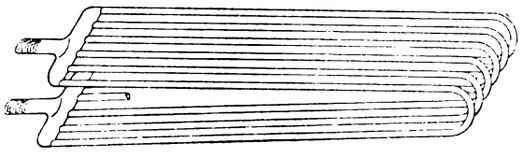


Fig. 60.

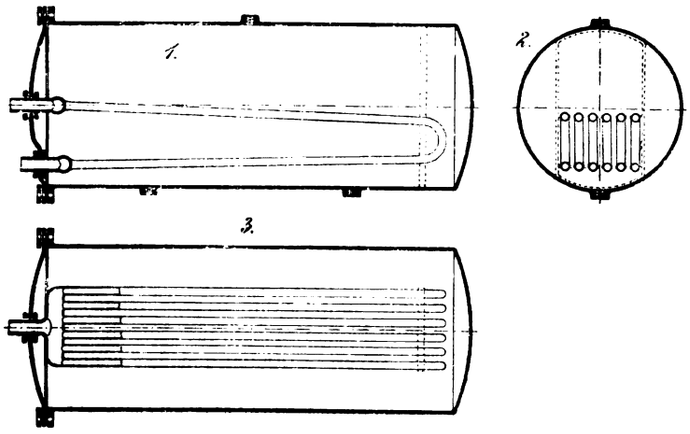


Fig. 61.

Fig. 60 u. 61. Z. A.: Ein Fortschritt im Bau von Heizregistern für Boiler.

Diese Maschinen haben zu kühlen:

a) auf eine Temperatur von + 2 bis + 4° C die zwei im Erdgeschoß und Kellergeschoß befindlichen Kühlhallen von je 937 m² Bodenfläche bei 3,5 m Höhe;
b) auf die Temperatur von + 6 bis + 8° C die zwei Vorkühlhallen für Groß- und Kleinvieh von je 387 m² Grundfläche bei 5 m Höhe;
c) auf die Temperatur von + 7 bis + 9° C einen Pökelraum von 387 m² Fläche und 3,5 m Höhe;
d) auf die Temperatur von — 5° C einen Gefrierraum für Delikatessen von 105 m² Grundfläche und 3,5 m Höhe;
e) auf die Temperatur von 0° einen Kühlraum für Delikatessen von gleichen Dimensionen wie der Gefrierraum;
f) auf die Temperatur von — 2° C ein Eisdepot von 67 m² und 4 m Höhe;
g) und gleichzeitig 500 kg Klareis per Stunde in Blöcken von 25 kg mit mattem Kern zu produzieren.

Das Prinzip der Kohlensäuremaschine beruht auf der Verdampfung der flüssigen Kohlensäure und der Wiederverdichtung durch Druck und Abkühlung.

In einem Refrigerator verdampft die flüssige Kohlensäure, indem sie ihrer Umgebung (in diesem Falle eine schwer gefrierbare Salzlösung) die zur Verdampfung notwendige Wärme entzieht, wodurch das Salzbad sich abkühlt.

Les halles frigorifiques et des machines
d'Abattoirs nouveaux de la ville de Zürich.

Tab. 40 et gravures, fig. 62 et 63.

Les nouveaux abattoirs de la ville de Zürich sont situées en dehors de la ville dans la plaine de la Limmat, à proximité de la gare des marchandises. Le bétail peut être amené par wagon dans l'établissement même et la ville de Zürich n'a pas à craindre d'être privée de son ravitaillement en cas d'epizootie ou de protectionisme.

I. Installation frigorifique.

Le Conseil Municipal en se basant sur les rapports des commissions se décida en faveur du système de machine frigorifique à *acide carbonique*. A l'adjudication, les projets et offres de la maison *Escher Wyss & Cie.* étaient acceptés. Cette maison a prévu 2 machines, produisant chacune 150,000 frigories mesurées dans le bain salé entre — 2 et — 5° C., l'eau de condensation ayant une température de + 11° C., et une troisième machine, produisant, dans les mêmes conditions, 110,000 frigories à l'heure.

Ces machines devront suffir pour refroidir:

a) à la température de + 2 à + 4° C., 2 halles frigorifiques, l'une au sous-sol, l'autre de. plain-pied, chacune d'une surface de sol de 937 m² et d'une hauteur de 3,5 m.
b) à la température de + 6 à + 8° C., 2 antichambres, l'une pour le gros, l'autre pour le petit bétail, chacune d'une surface de sol de 387 m² et d'une hauteur de 5 m.
c) à la température de + 7 à + 9° C., une halle pour salaisons d'une surface de sol de 387 m² et d'une hauteur de 3,5 m.
d) à la température de — 5° C., une salle pour comestibles de 105 m² et d'une hauteur de 3,5 m.
e) à la température de 0° C., une seconde salle pour comestibles également de 105 m² et d'une hauteur de 3,5 m.
f) à la température de — 2° C., un depôt de glace de 67 m³ et d'une hauteur de 4,4 m.
g) pour produire par heure simultanément 500 kg de glace transparente avec noyau opaque en blocs de 25 kg.

Le principe de la machine à acide carbonique repose sur la vaporisation de l'acide carbonique liquide et recondensation par compression et refroidissement.

Dans un réfrigérant, l'acide carponique liquide s'évapore, en enlevant au milieu ambiant la chaleur nécessaire à cette vaporisation (dans ce cas une solution saline, difficilement congelable) qui par conséquent se refroidit.

Pour produire continuellement du froid en employant toujours le même acide carbonique, celui-ci après vaporisation devra être liquéfié à nouveau; dans ce but les vapeurs d'acide carbonique sont comprimées par le compresseur dans un appareil tubulaire, appelé condenseur, où elles se liquéfient sous l'influence de la pression et de l'eau réfrigérante qui baigne les serpentins. Afin d'obtenir une alimentation constante du réfrigérant et une pression constante dans le condenseur, une vanne dite de réglage est placée entre ces deux appareils. Deux manomètres, dont l'un est relié au condenseur et l'autre au réfrigérant, permettent d'observer constamment la pression existant dans ces appareils.

Grâce à un appareil à contre-courant à manteau intérieur, système Escher Wyss & Cie., dans lequel l'eau froide circule autour du serpentin contenant l'acide carbonique liquide venant du condenseur, cet acide est refroidi à une température voisine de celle de l'eau de condensation à son arrivée dans les appareils, ce qui permet d'utiliser cette eau de la façon la plus parfaite et d'augmenter considérablement le rendement de la machine.

L'installation frigorifique comprend la salle des machines O (Tab. 40, Fig. 1—6), la salle des appareils P, la fabrique de glace Q avec le dépôt de glace N, les locaux des réfrigérants d'air S et R et les locaux frigorifiques H, J, K, K_1, L et M décrits ci-après.

Dans la *salle des machines* O (fig. 4 et 6 et grav., fig. 63) sont placés les 3 compresseurs dont deux ont une plaque de fondation commune, de façon à former un compresseur double, tandis que le troisième cylindre forme la première moitié d'un groupe double avec une plaque de fondation telle, que par la suite un quatrième cylindre puisse y être ajouté facilement. La construction des compresseurs est des plus moderne et réunit tous les derniers perfectionnements pouvant entraîner une augmentation de rendement.

Um bei steter Wiederverwendung der nämlichen Kohlensäure fortdauernd Kälte zu erzeugen, muß jene nach der Verdampfung wieder verflüssigt werden; zu diesem Zwecke werden die Kohlensäuredämpfe durch den Kompressor in einen Röhrenapparat, Kondensator genannt, gepreßt, wo sie unter dem Einfluß von Druck und Kühlwasser, welches die Rohrschlangen umgibt, wieder flüssig werden. Zur Erreichung einer konstanten Speisung des Refrigerators mit Kohlensäure und einer konstanten Druckwirkung im Kondensator ist zwischen beiden Apparaten ein Regulierventil eingebaut. Zwei Manometer, eines am Kondensator, das andere am Refrigerator, ermöglichen jederzeit den darin vorhandenen Druck abzulesen.

Ein Kohlensäure-Flüssigkeitskühler mit innerem Gegenstrommantel, System Escher Wyss & Co., in welchem kaltes Wasser das Schlangenrohr umströmt, das die aus dem Kondensator kommende, verflüssigte Kohlensäure enthält, kühlt letztere annähernd auf die Temperatur des Kühlwassers bei seinem Eintritt in die Apparate ab. Da dieses Wasser zu jedem beliebigen Zwecke wieder verwendet werden kann, wird der Nutzeffekt der Maschine beträchtlich erhöht.

Die Kühlanlage umfaßt den Maschinensaal O (Tafel 40, Fig. 1 bis 6), den Apparateraum P, die Eisfabrik Q mit dem Eisdepot N, die Luftkühlerräume S und R, sowie die Kühlhallen H, J, K, K_1, L und M.

Im Maschinensaal O (Fig. 4 u. 6 und Abb., Fig. 63) sind drei Kompressoren aufgestellt, davon zwei mit gemeinsamer Grundplatte und somit einen Doppelkompressor bildend, während der dritte Zylinder die Hälfte einer zweiten Doppelgruppe mit einer Grundplatte bildet, welche für den Einbau eines vierten Zylinders vorbereitet ist. Die Kompressorenbauart ist ganz modern und vereinigt alle jüngsten Errungenschaften, welche eine Erhöhung des Nutzeffektes erwirken können.

Ein hinter jedem Zylinder in der Druckleitung eingebauter Stahlreceiver soll die infolge der Pumpentätigkeit auftretenden Stöße aufnehmen, wodurch ein ruhiges Spielen der Ventile gewährleistet ist. Dieser Receiver ist so konstruiert, daß aus demselben, selbst während des Ganges der Maschine, das überflüssige Glyzerin ohne nennenswerten Verlust von Kohlensäure abgelassen werden kann.

Jede der zwei Kompressoren-Gruppen wird durch einen Elektromotor mittels direkten Riemenantriebes betätigt.

Der zur Verfügung stehende elektrische Strom ist Dreiphasenstrom von 500 Volt. Die Stromzuleitungen zu den verschiedenen Gebäulichkeiten gehen vom Transformatorenhaus neben dem Schlachthof aus.

Da das Transmissionsverhältnis zwischen den Antriebsscheiben und den Kompressorenschwungrädern sehr groß ist, war es zur Vermeidung von Vorgelegen und Transmissionsverlusten nötig, Umrollvorrichtungen anzubringen, womit die Kontaktfläche und die Adhäsion des Riemens auf der Antriebsscheibe erhöht werden. Die Scheibe dieser Vorrichtung ist jedesmal unmittelbar vor der Motorscheibe montiert und reguliert die Spannung des Riemens automatisch, so daß die Transmissionsverluste auf ein Minimum reduziert werden; dieses System gestattet zudem, den Riemen schmäler zu halten. Die mit diesem Umroller gegenüber einem Vorgelege erzielte Reduktion der Transmissionsverluste beträgt ca. 50%. Der Riemenlauf wird ein ruhiger und der Druck in den Lagern merkbar vermindert, so daß deren Abnützung eine viel geringere ist als beim gewöhnlichen Antrieb.

Im Maschinensaal sind weiter noch untergebracht die Tafel mit Manometern (33) und Druckregulierungen, der Kohlensäure-Füllapparat (34), sowie ein Distanzthermometer, woran jederzeit sofort die verschiedenen Temperaturen der Kühlräume abgelesen werden können, so daß sich der Maschinist darnach richten kann.

Jeder der drei Kompressorzylinder hat seinen eigenen Kondensator (36), Nachkühler (37) und Refrigerator (38), womit drei deutlich geschiedene, unabhängig voneinander arbeitende Gruppen geschaffen sind. Alle diese Apparate sind im Apparateraum P montiert, wo auch die Apparate für die vierte Maschine untergebracht sind. Die Kondensatoren und die Refrigeratoren sind aus nahtlosen, schmiedeeisernen Schlangen bestehende Röhrenapparate, in denen die Kohlensäure zirkuliert und in zylindrische, offene Behälter eingebaut, während die aus genau gleichen Schlangenröhren bestehenden Kohlensäure-Flüssigkeits-Kühler in geschlossenen Reservoirs montiert wurden, denn das sie durchströmende

Un réservoir en acier intercalé dans la conduite de refoulement directement après chaque cylindre a pour but d'amortir complètement les vibrations résultant de la compression, ce qui assure aussi un fonctionnement des soupapes des plus tranquille. La construction de ce réservoir est telle qu'elle permet en outre de retirer à n'importe quel moment, même pendant la marche, le superflu de glycérine qui s'y est accumulé, sans qu'il en résulte des pertes appréciables en acide carbonique.

Chacun des 2 groupes de compresseurs est actionné directement par courroie au moyen d'un moteur électrique.

Le courant électrique à disposition est du courant triphasé de 500 volts. Les lignes alimentant les différents bâtiments partent de la station de transformation placée près des abattoirs.

Le rapport de transmission entre les poulies des moteurs et les volants des compresseurs étant très grand, il a fallu, pour éviter les renvois et les pertes de transmission, adopter des enrouleurs qui augmentent la surface de contact et l'adhérence de la courroie sur la poulie motrice. La poulie de cet appareil est placée à proximité immédiate de celle du moteur et règle automatiquement la tension de la courroie, de sorte que les pertes par transmission sont réduites à un minimum; ce système permet en outre de réduire l'épaisseur de la courroie. L'avantage résultant de l'emploi de l'enrouleur par rapport à l'emploi d'un renvoi est la réduction des pertes de transmission au 30% de ce qu'elles seraient avec le renvoi. La marche des courroies est beaucoup plus tranquille et les pressions dans les paliers sont sensiblement réduites, de sorte que l'usure des coussinets est également beaucoup moins forte qu'avec une commande ordinaire.

Dans la salle des machines sont encore placés le tableau (33) portant les manomètres et appareils de réglage, l'appareil pour l'introduction d'acide carbonique (34) ainsi qu'un télé-thermomètre central permettant d'observer en tous temps et instantanément les différentes températures de tous les locaux frigorifiques; le mécanicien peut donc agir en conséquence.

Chacun des 3 cylindres-compresseurs a son condenseur (36) à lui, ainsi que son condenseur complémentaire (37) et son réfrigérant (38) formant ainsi 3 groupes complets distincts, fonctionnant séparément et par conséquent indépendamment l'un de l'autre. Ces appareils sont tous placés dans la *salle des appareils* P, où la place pour les appareils de la quatrième machine a été réservée. Les condenseurs et les réfrigérants composés de serpentins en tubes de fer forgé, dans lesquels circule l'acide carbonique, sont placés dans des réservoirs cylindriques ouverts, tandis que les condenseurs complémentaires, également composés de serpentins en tubes de fer forgé, sans soudures, sont montés dans des réservoirs fermés, car l'eau qui les traverse alimente ensuite les condenseurs qui sont plus élevés. Les serpentins des appareils sont reliés entre eux par des distributeurs et collecteurs en fer forgé, pourvus de vannes. Tous les joints se trouvent en dehors des réservoirs; donc, le cas échéant, des fuites peuvent être réparées sans aucune difficulté.

Tandis que dans les condenseurs complémentaires et les condenseurs, l'eau froide circulant dans les réservoirs entre à leur partie inférieure pour ressortir à leur partie supérieure et que l'acide carbonique parcourt les serpentins du haut en bas, l'eau salée des réfrigérants entre dans ces derniers à la partie supérieure pour en sortir par une tubulure placée près du fond, et l'acide carbonique traverse les serpentins de bas en haut. Grâce à cette application du principe du contre-courant, que les tubulures tangentielles rendent encore plus efficace, et avec l'aide d'agitateurs chassant le liquide contre les serpentins, il est aisé d'obtenir un maximum d'échanges de chaleur. Remarquons en outre qu'à mesure que l'acide carbonique se liquéfie à l'intérieur des serpentins des condenseurs, il s'écoule tout naturellement vers leur partie inférieure et leurs collecteurs, tandis que dans le réfrigérant, l'acide carbonique monte dans les serpentins à mesure qu'il se volatilise pour être aspiré ensuite par le compresseur.

Les agitateurs des condenseurs et des réfrigérants, ainsi que les pompes à eau salée (39), sont actionnés au moyen de 2 transmissions recevant leur force motrice d'un moteur électrique. Chaque service frigorifique possédant sa pompe à eau salée à lui, la force nécessaire à l'exploitation peut être limitée à son trict minimum. Les conduites d'eau salée reliant les réfrigérants, sont posées de façon que les différents services frigorifiques puissent être alimentés

Kühlwasser muß hernach noch die oberhalb stehenden Kondensatoren durchlaufen. Die Schlangenrohre sind unter sich durch Verteil- und Sammelstücke, welche mit Abschließungen versehen sind, verbunden. Alle Verbindungsstücke befinden sich außerhalb der Reservoirs; Entweichungen von Kohlensäure können daher ohne Schwierigkeit behoben werden.

Während nun in den Nachkühlern und den Kondensatoren das in den Behältern zirkulierende Kühlwasser von unten nach oben strömt und die sich verflüssigende Kohlensäure durch die Schlangenrohre von oben nach unten läuft, tritt das Salzwasser von oben in die Refrigeratoren und läuft unten durch einen nahe am Boden befindlichen Rohrstutzen ab, indes die flüssige Kohlensäure von unten nach oben steigend, verdampft. Dank diesem Gegenstromprinzip, welches die tangential angeordneten Eintrittsstutzen noch wirksamer gestaltet, und mittels Rührwerken, welche die Salzsohle gegen die Schlangen treibt, wird das höchste Maß des Wärmeaustausches erreicht. Bemerkenswert ist zudem, daß die Kohlensäure in gleichem Maße, wie sie sich in den Kondensatorschlangen verflüssigt, naturgemäß nach unten in die Sammler sickert, während im Refrigerator die Kohlensäure im Verhältnis ihrer Verdampfung in den Schlangenröhren steigt und hernach durch den Kompressor angesaugt wird.

Die Rührwerke der Kondensatoren und Refrigeratoren, sowie die Salzwasserpumpen (39) werden von zwei durch einen Elektromotor angetriebenen Transmissionen betätigt. Da jede Kältemaschinengruppe ihre eigene Salzwasserpumpe hat, kann die zum Betrieb nötige Kraft auf das absolut Notwendige reduziert werden. Die Salzwasserleitungen, welche die Refrigeratoren unter sich verbinden, sind so angeordnet, daß die verschiedenen Kühleinrichtungen unabhängig von einander durch den einen oder andern der drei Refrigeratoren bedient werden können; man kann darin sogar gleichzeitig verschiedene Temperaturen erhalten, sobald man die entsprechenden Regulierschieber mehr oder weniger öffnet.

Die Kühlung der Vorkühlhallen H und J, der eigentlichen Kühlhallen K und K_1, des Pökelraumes L, sowie die Eisfabrikation (Fig. 1 und 2) wird mittels eines Salzbades von ca. — 6° C bewirkt, während die in den Kühlsystemen des Gefrierraumes und des Eisdepots N zirkulierende Salzsole eine Temperatur von — 10 °C haben muß. Demzufolge dient der Doppelkompressor mit seinen Hilfsapparaten zur Kühlung der Vorkühlhallen, der eigentlichen Kühlhallen und zur Eisfabrikation, während die erste Hälfte des Doppelkompressors Va die nötige Kälte produziert für die Kühl- und Gefrierräume der Delikatessen-Abteilung, das Eisdepot und für eine gleichmäßige Verteilung der Kälte in den Pökelräumen.

Wie oben gesagt, kann dank der Anordnung der Salzwasserleitungen jede Maschine ohne Unterschied die eine oder andere Kühlraumgruppe oder die Eisfabrik bedienen, so daß Stockungen im Betrieb sozusagen eine Unmöglichkeit sind.

Um die Refrigeratoren gegen Ausstrahlungsverluste zu schützen, sind ihre Behälter und die Böden mit geteertem Kork isoliert und sorgfältig mit Holz ausbekleidet, so daß keine Fuge zwischen den Füllungen verbleibt; sie sind zudem mit Holzdeckeln verschlossen. Die Leitungen der abgekühlten Kohlensäure, sowie die Salzwasserleitungen sind mit asphaltierten Korksteinschalen eingedeckt und mit Nesseltuchbandage umwunden. Die Apparate sind mit Metall-Hülsenthermometern ausgestattet, womit die Temperaturen des Kühlwassers und der Salzsole je beim Ein- und Austritt in die Kondensatoren bzw. Refrigeratoren kontrolliert werden können.

Der Apparateraum ist unter Flur des Maschinensaales installiert, um ein genügend hohes Lokal zu haben, falls die Schlangen aus dem Reservoir für den Neuanstrich oder zur Reparatur herausgenommen werden müssen; ein im Apparateraum installierter Laufkran dient zur Erleichterung solcher Arbeiten. Der Apparateraum wird durch

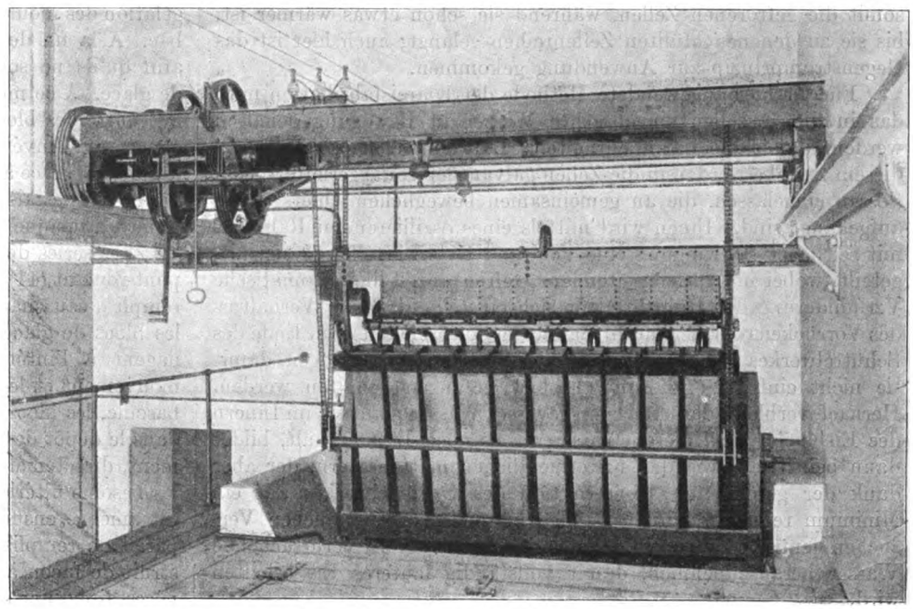


Fig. 62. Z. A.: Die Maschinen- und Kühlhallen des neuen Schlachthofes der Stadt Zürich.

indépendamment les uns des autres avec l'un ou l'autre des 3 réfrigérants; de plus, il est possible d'obtenir simultanément différentes températures dans ces derniers, en ouvrant plus ou moins les vannes de réglage y correspondant.

Le refroidissement des antichambres H et J, des halles frigorifiques K et K_1, du local pour salaisons L, ainsi que la fabrication de la glace, peuvent être obtenus au moyen d'un bain salé ayant une température d'environ — 6° C., tandis que la saumure circulant dans les systèmes frigorifiques de la salle de congélation et du dépôt de glace N doit avoir une température de — 10° C. Par conséquent, le compresseur double, avec ses appareils, sert au refroidissement des antichambres et des halles frigorifiques, ainsi qu'à la fabrication de la glace, tandis que la première moitié du double compresseur Va produit le froid nécessaire aux locaux de réfrigération et de congélation de comestibles, au dépôt de glace et, pour obtenir une répartition égale du froid, au local à salaisons.

Comme nous l'avons fait remarquer ci-dessus, grâce à la disposition des conduites d'eau salée, chaque machine peut travailler indifféremment sur l'un ou l'autre groupe de locaux, ou sur la fabrication de glace, de sorte que de grands à-coup dans l'exploitation sont pour ainsi dire impossibles.

Pour protéger autant que possible les réfrigérants contre les déperditions par rayonnement, leurs cylindres et les fonds sont isolés au moyen de liège goudronné, recouvert d'un revêtement en bois soigneusement monté et ne laissant aucun interstice entre les panneaux; ils sont fermés par des couvercles en bois. Les conduites d'acide carbonique froides et celles d'eau salée sont isolées au moyen de coquilles de liège aggloméré asphalté, de 50 mm d'épaisseur, recouvertes d'un bandage de toile. Les appareils possèdent des thermomètres avec douilles métalliques permettant de contrôler les températures de l'eau de condensation, respectivement de l'eau salée, à l'entrée et à la sortie des condenseurs, resp. des réfrigérants.

La salle des appareils est placée en contre-bas de la salle des machines, afin d'obtenir une hauteur du local suffisante pour pouvoir retirer les serpentins des réservoirs, au cas où ceux-ci devraient être peints ou réparés; un pont-roulant installé dans la salle des appareils doit faciliter cette opération. La salle est divisée en deux parties par un plancher situé à peu près à la même hauteur que la salle des machines et possédant au milieu und large ouverture, ce qui permet au mécanicien d'observer sans difficulté le fonctionnement des appareils. Elle est éclairée par de larges fenêtres latérales et un lanterneau.

II. Fabrique de glace Q. (Fig. 1 et 2, tab. 40 et grav., fig. 62.)

Le générateur de glace (43) est construit et disposé pour une production horaire minimum de 500 Kgs. de glace transparente avec noyau opaque en blocs de 25 Kgs. La solution saline froide

eine ungefähr auf gleicher Höhe mit dem Maschinensaal liegende Gallerie in zwei Hälften geteilt, in der Mitte eine große Öffnung lassend, wohindurch der Maschinist bequem den Betrieb der Apparate überwachen kann. Das Licht fällt durch breite, seitlich angebrachte Fenster und ein Oberlicht.

II. Eisfabrik (Fig. 1 u. 2, Taf. 40 und Abb., Fig. 62).

Der Eisgenerator (43) ist für eine stündliche Klareisproduktion von mindestens 500 kg konstruiert und eingerichtet. Das nur einen kleinen matten Kern aufweisende Eis wird in Blöcken von 25 kg hergestellt. Die kalte Salzsole, welche das in die Eiszellen gefüllte Trinkwasser gefrieren läßt, wird dem Eisgenerator mittels einer Pumpe zugeführt. Da der Generator höher plaziert ist als die Refrigeratoren, so fließt die Salzsole durch einen Überlauf in eine mit denselben kommunizierende Leitung in die Refrigeratoren; ein fest gebautes Rührwerk unterhält im Eisgeneratorkasten eine heftige Zirkulation. Die Eiszellen sind darin in schmiedeeisernen, mit Guß-Laufrollen versehenen Rahmen in Serien von zehn Stück aufgehängt, und mittels einer Vorschubvorrichtung können diese Zellenrahmen im Innern des Generators verschoben werden. Auf diese Weise werden die neu mit Trinkwasser gefüllten Zellen auf der Seite des Rührwerkes eingetaucht, während die gefrorenen Zellen beim Auftaugefäß herausgenommen werden. Die Salzsole zirkuliert zwischen den Zellen in umgekehrtem Sinne; die kälteste Sole umströmt somit die gefrorenen Zellen, während sie schon etwas wärmer ist, bis sie zu den neugefüllten Zellenreihen gelangt; auch hier ist das Gegenstromprinzip zur Anwendung gekommen.

Für die hier angewendete Methode der Klareisfabrikation muß das in die Eiszellen eingebrachte Wasser in Bewegung gehalten werden, damit die darin enthaltene Luft entweichen kann. Zu diesem Zwecke werden in die Zellen galvanisierte, ausgetiefte Blechflossen eingelassen, die an gemeinsamen beweglichen Querstangen aufgehängt sind. Ihnen wird mittels eines oszillierenden Rahmens mit seitlicher Schwingung eine Vor- und Rückwärtsbewegung mitgeteilt, wobei mit fortschreitendem Gefrierprozeß die automatische Verminderung der Rührtätigkeit sich einstellt, d. h. im Verhältnis des Vorrückens der Zellenrahmen im Generatorkasten. Am Ende des Schüttelwerkes angelangt, werden die Flossen herausgezogen, damit sie nicht einfrieren und im Eisblock gefangen gehalten werden. Hernach verbleibt dann noch ein gewisses Wasserquantum im Innern des Eisblockes und dieses Wasser, da es noch Luft enthält, bildet dann beim Gefrieren den unvermeidlichen matten Kern, der aber dank der geschickten Konstruktion des Schüttelwerkes auf ein Minimum reduziert wird. Zufolge kürzlich vorgenommenen Versuchen genügt es aber, einfach das den matten Kern verursachende Wasser herauszunehmen, damit vollständig lauteres Eis erhalten wird.

Die Rahmen mit den gefrorenen Zellen werden mit Hilfe eines Laufkrans (44) mit elektrischem Antrieb herausgehoben und in ein mit Warmwasser gefülltes Bassin — Auftaugefäß (45) — getaucht, zum Zwecke der Loslösung der Eisblöcke von den Zellenwänden. Sobald die Blöcke im Zelleninnern locker geworden, wird der Laufkran wieder in Bewegung gesetzt, damit er die Eiszellen zur Kippvorrichtung verbringe. Dieselbe kippt um, die Eisblöcke gleiten über die Eisrutsche (46) zum Eisdepot N hinunter, werden dort aufgefangen und hernach ausgetragen oder aufgespeichert. Der entleerte Zellenrahmen wird vom Krane unter den Füllapparat gebracht und dort aufs neue gefüllt; dieser Apparat hat Abteilungen, eine für jede Eiszelle, wodurch die rasche und gleichmäßige Füllung derselben gesichert wird. Die so angefüllte Zellenbatterie wird auf die gegenüberliegende Seite des Generators transportiert und dort eingetaucht, wo die Vorschubvorrichtung inzwischen für Platz gesorgt hat u. s. f.

Die für das Rührwerk des Eisgenerators und den Schüttelapparat nötige Kraft wird von einem durch Elektromotor angetriebenen Vorgelege übertragen. Der Laufkran erhält seinen Antrieb durch einen darauf montierten Elektromotor, der seinen Strom einer an der Decke hinlaufenden Kontaktleitung entnimmt.

Der Eisgenerator erhielt eine Isolierung aus geteerten Korkabfällen und ist mit gehobelten Brettern ausgeschlagen. Der Generator ist außerdem eingedeckt mit starken, gehobelten Dielen, welche einzeln mittels des Krans abgehoben werden können.

Durch das regelmäßig wiederkehrende Rangieren der Zellenrahmen gerät ein gewisses Quantum der an den Außenwänden anqui doit faire congeler l'eau douce contenue dans les mouleaux, est amenée au générateur au moyen d'une pompe; le congélateur étant plus élevé que les réfrigérants, l'eau salée en ressort par un trop-plein communiquant par une conduite aux réfrigérants; un agitateur de construction solide entretient à l'intérieur du réservoir und circulation intense. Les mouleaux sont placés par séries de 10 dans des cadres en fer forgé avec roulettes en fonte, garnies de métal blanc, et grâce à un appareil d'avancement, ces cadres peuvent être déplacés à l'intérieur du générateur, de telle façon que les mouleaux nouvellement remplis d'eau douce puissent toujours être placés dans le générateur du côté des agitateurs, tandis que les séries de mouleaux congelés sont retirées du côté du bac à démouler. La saumure circule entre les mouleaux en sens inverse, de sorte que la solution saline la plus froide baigne les mouleaux congelés, tandis qu'elle est déjà un peu plus chaude lorsqu'elle arrive aux séries qui sont nouvellement remplies et l'on remarque qu'ici le principe du système à contre-courant.

Suivant une des méthodes de fabrication de glace transparente, méthode employée ici, l'eau contenue dans les mouleaux doit être agitée, afin que l'air qu'elle contient puisse s'échapper. A cette effet des agitateurs en tôle emboutie galvanisée, fixés à des broches mobiles, trempent dans les mouleaux; un mouvement de va-et-vient leur est communiqué par un cadre oscillant à agitation latérale avec diminution automatique de l'amplitude au fur et à mesure de la congélation des mouleaus, c'est-à-dire de l'avancement des séries dans le bac. A la fin de l'appareil d'agitation, les agitateurs sont retirés, afin qu'ils ne soient pas congelés et emprisonnés dans les blocs de glace. A ce moment-là, une certaine quantité d'eau reste encore au centre des blocs et cette eau, qui contient de l'air, forme, en se congelant, l'invéitable noyau opaque, noyau qui est réduit à un minimum, grâce à la construction favorable de l'appareil d'agitation. D'après les essais récents, il suffit de retirer des blocs l'eau formant le noyau opaque pour obtenir de la glace absolument pure.

Les séries de mouleaux congelés sont enlevées aux moyen d'un pont-roulant (44) à commande électrique et trempées dans un bassin rempli d'eau chaude — le bac à démouler (45) — afin de détacher les blocs de glace des parois des mouleaux. Aussitôt que les blocs nagent à l'intérieur des mouleaux, le pont roulant est remis e mouvement et les séries sont amenées sur le culbuteur. Ce dernier bascule, les blocs glissent sur le tréteau de décharge (46) et glissent dans le dépôt de glace N d'où ils sont, suivant les exigences du moment, directement emportés pour la clientèle ou emmagasinés pour les besoins ultérieurs. La série de mouleaux qui vient d'être vidée est amenée ensuite au moyen du pont-roulant au-dessous de l'appareil de remplissage (47) et remplie d'eau; cet appareil est construit de façon à ce que chaque mouleau reçoive la quantité d'eau nécessaire d'une case séparée, ce qui permet d'obtenir un remplissage des plus régulier. La série ainsi remplie est amenée à l'extrémité opposée du générateur et placée dans la place que l'appareil d'avencement lui a faite pendant ce temps dans le bac et ainsi de suite.

La force nécessaire à l'agitateur du congélateur et à l'appareil d'agitation leur est transmise par un renvoi actionné par un petit moteur électrique. Le pont-roulant est actionné par un petit moteur indépendant monté sur le pont-roulant lui-même et prenant son courant d'une ligne de contact fixée au plafond du local.

Le générateur de glace est isolé au moyen de déchets de liège imprégnés de goudron, recouverts d'un revêtement en bois raboté. Au-dessus, le générateur est recouvert par de fortes planches rabotées, qui sont disposées de façon à pouvoir être facilement enlevées au moyen du pont-roulant.

Par la manœuvre périodique des séries de mouleaux, une certaine quantité de solution salée adhérant aux parois des mouleaux, est amenée dans le bac de démoulage; en sens inverse les mouleaux amènent de l'eau douce dans le générateur. En outre l'humidité, c'est-à-dire l'eau contenue dans l'air des halles frigorifiques et prise à la viande, est entraînée par le ventilateur dans le frigorifère, où elle se mêle au bain salé. Ces raisons font que la saumure se dilue peu à peu; or, comme elle doit être refroidie à une température basse, son degré de concentration doit être maintenu à un certain point, si l'on ne veut pas risquer qu'elle gèle et recouvre d'une couche de glace les serpentins des réfrigérants, glace qui jouerait le rôle d'isolant et diminuerait par conséquent considérablement le rendement de la machine. A cet effet on ajoutera de temps en temps du

haftenden Salzlösung in das Auftaugefäß; umgekehrt bringen die Eiszellen Süßwasser in den Eisgenerator. Die Feuchtigkeit zudem, d. h. das in der Kühlhallenluft enthaltene Wasser, welches vom geschlachteten Fleische herrührt, wird vom Ventilator in den Luftkühler mitgerissen und teilt sich hier dem Salzbad mit. Dies alles hat zur Folge, daß die Salzlösung nach und nach verdünnt wird; da sie aber auf einer tiefen Temperatur gehalten werden muß, muß auch ihr Konzentrationsvermögen bis zu einem gewissen Grade beibehalten werden, sonst könnte es vorkommen, daß sie gefröre und die Schlangenrohre der Refrigeratoren mit einem Eisbelag bedeckte, der als Isolierung wirken und daher die Leistung der Maschine erheblich beeinträchtigen würde. Um dies zu vermeiden, wird von Zeit zu Zeit der Lösung Salz zugefügt, nachdem dasselbe vorerst aufgelöst und gereinigt worden ist.

Hierfür wurde eigens ein Salzauflöser im Generatorraum aufgestellt, bestehend aus einem in mehrere Unterabteilungen zerfallenden Reservoir; eine dieser Abteilungen empfängt das Salz, eine andere die Filtermasse. Eine kleine Zentrifugalpumpe fördert nun die Salzsole aus den Refrigeratoren in den Salzauflöser über das darin befindliche Salz hinweg, dasselbe damit auflösend; die so verstärkte Sole passiert hernach die Filtriermasse und gelangt wieder in die Refrigeratoren. Da die drei Refrigeratoren mit verschiedenen Temperaturen arbeiten, ist auch das Konzentrationsvermögen ihrer Salzbäder nicht das gleiche; die Leitungen zwischen den Lösapparaten und den Refrigeratoren wurden daher so angeordnet, daß sie den einen oder anderen Refrigerator speisen können.

Ein Warenaufzug für Handbetrieb versorgt die Auflösapparate mit Salz aus dem im Keller befindlichen Salzdepot.

Das Eisdepot N von 60 m² Flächeninhalt wird auf — 2° C gehalten, welche Temperatur niedrig genug ist, daß das Eis nicht schmelzen kann; jene wird erzeugt mittels Rohrsystemen, deren einzelne Röhren einen großen Durchmesser besitzen. Der sich auf ihnen bildende Schnee kann leicht entfernt werden und die in den Röhren zirkulierende Salzlösung bildet aus ihnen Kälteakkumulatoren, wodurch bei einem momentanen Abstellen der Maschine große Temperaturschwankungen vermieden werden.

III. Kühlhallen

(H, J, K, K_1, L u. M, Fig. 1 u. 6).

Sowohl die eigentlichen Kühlhallen, als die Vorkühlhallen für das geschlachtete Fleisch sind so geräumig angelegt, daß ihre Vergrößerung wahrscheinlich erst nach Jahren sich notwendig erweisen wird.

In den Vorkühlhallen wird das aus den Schlachthallen mittels Lufttransportgeleisen eingebrachte Fleisch an Spreitzen aufgehängt und dann nach seiner Abkühlung mit gleicher Transportvorrichtung in die eigentlichen Kühlhallen geschoben. Diese Hallen werden mit Kaltluft gekühlt. Die darin sich erwärmende, an den Decken ansammelnde Luft wird ununterbrochen durch Kanäle (14, 20, 54) von einem Mitteldruck-Schraubenventilator angesaugt (51) (Fig. 1, 5 und 6) und durch den Luftkühler, System Escher Wyss & Co., gejagt, worin sie sich in direkter Berührung mit der Salzsole abkühlt; die Kaltluft kehrt dann durch Druckkanäle (15, 21, 55) in die Kühlhallen zurück.

Der Luftkühler befindet sich im Lokal R (Fig. 6) und besteht aus einem Reservoir aus Eisenblech und darin nebeneinander stehenden, gelochten Blechen, über welche die kalte Salzsole hinabrieselt, so daß sich die Luft in direktem Kontakt abkühlt. Die Verwendung gelochter Bleche ermöglicht einerseits die Salzlösung mit der für ihre Ausnützung vorteilhaften Schnelligkeit zirkulieren zu lassen, wobei die ganze Oberfläche der Bleche mithelfen muß, anderseits im Luftkühler eine ebenso intensive als rationelle Abkühlung der darin zirkulierenden Luft zu bewirken. Ein Mitreißen

sel dans la solution; ce sel ne sera toutefois pas introduit sans autre dans les appareils; il devra au préalable être dissous et purifié.

Dans ce but un dissolveur a été installé dans le local du générateur de glace; il se compose d'un réservoir en tôle avec diverses subdivisions, dont l'une est destinée à recevoir le sel, tandis que dans une autre se trouve la masse filtrante. Une petite pompe centrifuge amène la saumure des réfrigérants dans le dissolveur au-dessus du sel qu'elle dissout; la solution renforcée traverse ensuite la matière filtrante pour retourner aux réfrigérants. Comme les 3 réfrigérants travaillent à différentes températures, le degré de concentration de leurs solutions est différent et les conduites entre les dissolveurs et les 3 réfrigérants, ont été disposées de façon à pouvoir alimenter l'un ou l'autre des réfrigérants. Un monte-charge à commande à main, sert au transport du sel depuis le dépôt, qui se trouve au sous-sol, jusqu'au dissolveur.

La glacière N, d'une superficie d'environ 67 m², est maintenue à la température d'environ — 2° C., température assez basse pour empêcher la fonte de la glace, au moyen de faisceaux frigorifiques, composés de tuyaux de gros diamètre ou „tambours".

Ces tuyaux faciles à débarrasser du givre et contenant une grande quantité de saumure, forment des accumulateurs de froid, ce qui permet d'éviter de fortes variations de température au cas d'un arrêt momentané de la machine.

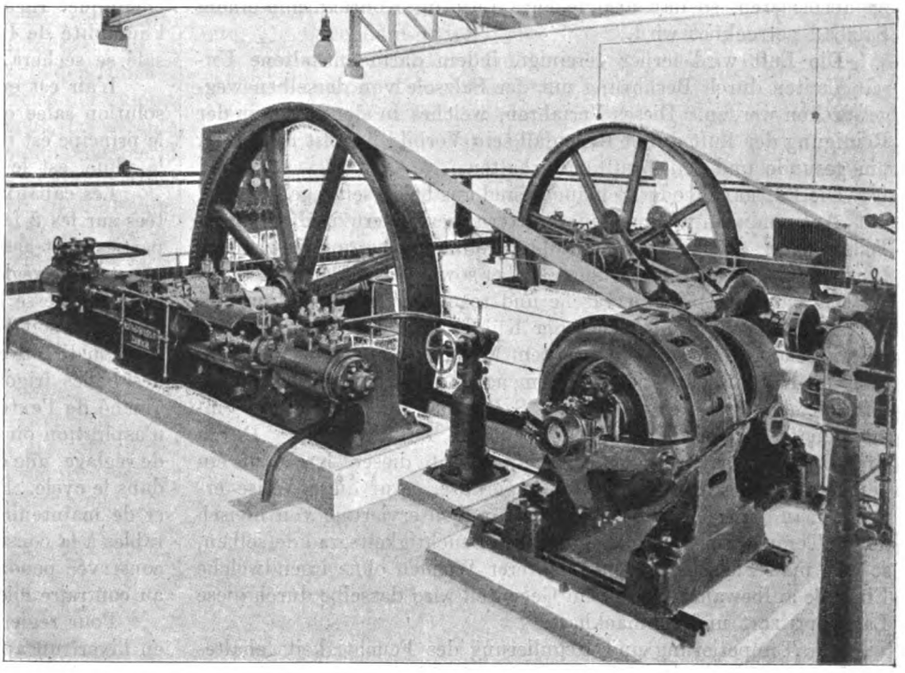


Fig. 63. Z. A.: Die Maschinen- und Kühlhallen des neuen Schlachthofes der Stadt Zürich.

III. Halles frigorifiques. (H, I, K, K_1, L, M, fig. 1 et 6).

Les halles frigorifiques, ainsi que les 2 avant-frigorifiques pour viande, ont des dimensions telles qu'un agrandissement ne sera probablement nécessaire qu'après de nombreuses années.

Dans les *avant-frigorifiques*, la viande amenée des halles d'abatage par voie aérienne, est suspendue à des crochets et puis après le refroidissement préalable, transportée par voie aérienne dans les halles frigorifiques. Ces halles sont refroidies au moyen d'air froid. L'air chaud qu'elles renferment, qui se rassemble à la partie supérieure des locaux, est aspiré d'une façon ininterrompue par des canaux (14, 20, 54) aboutissant à un ventilateur à pression moyenne (51) et refoulé à travers un réfrigérant d'air (52) système Escher Wyss & Cie., dans lequel l'air se refroidit au contact de la solution salée froide; l'air refroidi retourne alors dans les halles frigorifiques par des canaux de refoulement (15, 21, 55).

Le réfrigérant d'air ou „frigorifère" placé dans le local R se compose d'un réservoir en tôle et de plaques de tôle perforées, montées verticalement les unes à côté des autres, sur lesquelles ruisselle la saumure froide, de sorte que l'air se refroidit au contact direct de la saumure. L'utilisation de tôles perforées permet d'une part de faire circuler la solution salée froide avec une vitesse favorable

Export-Ausgabe auf Übersee-Papier gedruckt!

kleiner Wasserpartikelchen durch die nach den Kühlhallen strömende Luft ist ausgeschlossen, da die Wassertropfen in den Löchern der Bleche zurückgehalten werden und die Luft nur mit geringer Schnelligkeit aus dem Luftkühler tritt. Die Verteilung der Salzlösung auf den Blechen ist eine sehr gleichmäßige; sie fließt frei durch eine Leitung in das Verteilsystem, von da zur Abkühlung der Luft über die Bleche hinunter und fällt in den unteren, als Sammelbassin ausgebildeten Teil des Luftkühlreservoirs, von wo dann eine Zentrifugalpumpe die Sole, die sich durch den Vorgang erwärmt hat, in den Refrigerator zurückpumpt. Eine durch einen Schwimmregulator betätigte, zwischen Sammelbassin des Luftkühlers und der Zentrifugalpumpe eingebaute Rückschlagklappe reguliert die Fördermenge der Pumpe im Verhältnis zu der im Luftkühler sich ansammelnden Salzsole.

Ventilator und Salzwasserpumpe werden durch einen Elektromotor (48) mittels eines Vorgeleges (49) angetrieben.

Das oben beschriebene Verfahren kühlt die Luft nicht nur ab, sondern trocknet und reinigt sie außerdem. Die Trocknung ist nämlich eine natürliche Folge der Abkühlung, denn die Luft enthält um so weniger Wasserdampf, je kälter sie ist. Die in den Kühlhallen warm gewordene abgesaugte Luft gibt ihren Wasserdampf durch Kondensation an die Salzsole ab, und ihre Trocknung wird um so vollkommener sein, je wirksamer die Abkühlung gewesen ist. Die Salzsole besitzt zudem die Eigenschaft, die Feuchtigkeit der Luft zu absorbieren, so daß also feuchte Luft im Kontakt mit einem Salzbad getrocknet wird.

Die Luft wird ferner gereinigt, indem darin enthaltene Unreinigkeiten durch Berührung mit der Salzsole von derselben weggewaschen werden. Dieses Verfahren, welches in der Natur in der Reinigung der Luft durch Regenfall sein Vorbild hat, ist das beste, um gesunde und reine Luft zu erhalten.

Die Luftkanäle oder Schläuche sind aus beiderseitig gehobelten, mit Antinonin imprägnierten Brettern gezimmert und in ihren Teilstrecken durch aufgeschraubte Rahmen zusammengehalten. Die darin angebrachten Regulierschieber sowohl als die Abmessungen der Kanäle gestatten eine rasche und regelmäßige Zirkulation und Verteilung der Luft im Innern der Kühlhallen. Das Quantum der zirkulierenden Luft steht in direktem Verhältnis zu der für die Kühlung der Kühlhallen nötigen Kältemenge. Dazu kommt die Frischluft, welche durch einen in den Saugkanal des Ventilators einmündenden Schacht aus dem Freien ihre Zufuhr erhält. Durch eine Reguliervorrichtung wird beständig in diesen Kreislauf ein bestimmtes Quantum Frischluft zugeführt. Auf diese Weise erreicht man dreierlei: reine Luft, die zur Konservierung von Fleisch nötige Temperatur und einen günstigen Feuchtigkeitsgrad derselben, so daß man Fleisch während mehrerer Wochen ohne irgendwelche Einbuße aufbewahren kann; im Gegenteil wird dasselbe durch diese Lagerung zart und schmackhaft.

Zur Temperierung und Regulierung des Feuchtigkeitsgehaltes der Luft im Winter ist gleich nach dem Luftkühler im Druckkanal ein Heizapparat installiert. Sowohl der Luftkühler als auch die im Lokal R befindlichen Haupt-Luftkanäle sind mit Korkmasse isoliert und sorgfältig mit Holz bekleidet; der Luftkühler ist außerdem mit wegnehmbaren, durch Korkplatten isolierten Füllungen eingedeckt.

Die große Kühlhalle K zu ebener Erde ist in 130 Kühlzellen unterteilt von 2 bis 10 m² Bodenfläche. Diese Zellen, welche an die Metzgermeister vermietet werden, bestehen aus Abgrenzungen durch Rundeisen-Gitter, sind weiß angestrichen und im Innern mit durch galvanisierte Haken versehenen Aufhängegerüsten ausgestattet. Überall, wo der Platz es zuläßt, sind auf Rollen laufende Schiebetüren vorhanden. Die Zellengitter sind zudem mit Drahtnetzen überspannt. Vor den Zellen vorbei laufen die Hochtransportschienen, welche zahlreiche Abzweigungen besitzen, so daß die Fleischstücke von den Laufkatzen erst im letzten Augenblick abgenommen und im Zelleninnern aufgehängt werden. Die Kühlhalle K_1 im Kellergeschoß, welche für die Vergrößerung der Anlage bestimmt ist, besitzt noch keine Zelleneinteilung.

In den Kühlhallen sind Distanzthermometer, gewöhnliche Thermometer und Hygrometer (Feuchtigkeitsmesser) angebracht; in der großen Kühlhalle befindet sich sogar ein Registrierapparat, welcher automatisch Temperatur und Feuchtigkeitsgehalt der Luft aufzeichnet.

à sa bonne utilisation, toute la surface de la tôle étant mise à contribution, d'autre part de donner à l'air circulant dans le frigorifère un refroidissement aussi intense que rationnel. Un entraînement mécanique de petites particules d'eau par l'air allant dans les halles frigorifiques ne peut avoir lieu, les gouttes d'eau étant retenues dans les trous des tôles et l'air ne sortant du frigorifère qu'avec une vitesse très faible. La répartition de la solution saline sur les tôles se fait d'une manière très uniforme; elle circule librement par une conduite dans le système de distribution, de là sur les tôles, en vue du refroidissement de l'air, puis elle tombe dans la partie inférieure du réservoir construite comme bac-récepteur, d'où une pompe centrifuge la renvoie rechauffée dans le réfrigérant. Un clapet commandé par un régulateur-flotteur, situé entre le bac-récepteur du frigorifère et la pompe centrifuge a pour but le régler le débit de la pompe par rapport à la quantité de solution salée qui arrive au frigorifère.

Le ventilateur et la pompe à eau salée sont actionnés par un moteur électrique (48) au moyen d'un renvoi 49.

Le procédé indiqué ci-dessus permet non seulement de refroidir l'air, mais encore de le sécher et de l'épurer. La dessication est une conséquence naturelle de son refroidissement, car l'air contient d'autant moins de vapeur d'eau, que sa température est plus basse. L'air réchauffé provenant des halles frigorifiques déposera sa vapeur d'eau, par condensation, dans la solution salée et se sèchera d'une façon d'autant plus complète que le refroidissement aura été plus énergique. En outre la solution saline possède la propriété d'absorber l'humidité de l'air, de sorte qe l'air humide en contact avec le bain salé se sèchera.

L'air est encore purifié, c'est-à-dire complètement lavé par la solution salée qui retient les impuretés de l'air. Ce procédé, dont le principe est indiqué dans la nature par la purification de l'air par la pluie, est le meilleur pour obtenir de l'air sain et pur.

Les canaux d'air ou „gaines" sont construits en planches rabotées sur les 2 faces et imprégnées d'antinonine, dont les différentes parties sont assemblées par des cadres vissés. Ils sont pourvus de régistres de réglage et dimensionnés de telle façon que l'air y circule avec la vitesse la plus favorable et que sa répartition, à l'intérieur des halles soit des plus régulière. La quantité d'air circulant est en relation directe avec la quantité de froid nécessaire au refroidissement des halles frigorifiques. Vient encore s'ajouter l'air frais, qui est amené de l'extérieur par un canal spécial embranché sur le canal d'aspiration où il aboutit près du ventilateur. Grâce à un régistre de réglage, une certaine quantité d'air est introduite continuellement dans le cycle. Par cette méthode il est possible d'obtenir un air pur et de maintenir une température et un degré hygrométrique favorables à la conservation de la viande, de sorte que celle-ci peut être conservée pendant plusieurs semaines sans subir aucun dommage; au contraire elle devient plus tendre et plus agréable au goût.

Pour régler la température et le degré hygrométrique de l'air en hiver, un appareil de chauffage (53) est intercalé dans le canal de refoulement à la suite du frigorifère. Le réfrigérant, comme les canaux d'air principaux situés dans la salle R, est isolé au moyen de liège protégé par un revêtement en bois soigneusement travaillé; le réfrigérant est recouvert par des panneaux mobiles en bois, isolés avec des plaques de liège.

La *halle frigorifique* K située de *plain-pied* est divisée en 131 cases ou cellules d'une surface de sol variant entre 2 et 10 m². Ces cases, qui peuvent être louées par les différents maîtres-bouchers, sont limitées par un grillage en fers ronds, peint en blanc, et munies à l'intérieur de barres avec un certain nombre de crochets en fer galvanisé. Partout où la place le permet, leurs portes sont à coulisses et glissent sur des roulettes à axe mobile. Les cases sont couvertes de treillis métallique tendu entre les cornières. Les rails aériens passent au-devant d'elles et ont de nombreux embranchements, de sorte que les quartiers de viande ne sont ôtés des crochets mobiles qu'au dernier moment pour être placés à l'intérieur des cellules. La *halle frigorifique du sous-sol* K_1, destinée à l'agrandissement de l'installation, n'est pas encore divisée en cases.

A l'intérieur des halles se trouvent en plus des téléthermomètres, des thermomètres ordinaires et des hygromètres tandis que dans la halle frigorifique principale se trouve encore un appareil enregistrant automatiquement la température et le degré hygrométrique de l'air.

Les parois des avant-frigorifiques et des frigorifiques sont re-

Die Wände der Vorkühlhallen und eigentlichen Kühlhallen sind bis zur Höhe von 2,5 m, also auf Kühlzellenhöhe, mit Porzellantafeln ausstaffiert und ermöglichen so eine bequeme Reinigung.

Die Hallen werden unter Tag durch seitlich angebrachte Fenster sowie durch Oberlichter erhellt, die mit sogenannten Falconniers, aus Glas geformten Ziegeln, ausgekleidet sind.

couvertes jusqu'à la hauteur de 2,5 mètres (hauteur des cases) de planelles en porcelaine permettant un nettoyage facile et assurant une propreté modèle.

L'éclairage des halles pendant le jour est assuré par des fenêtres latérales et des lanternaux, munis de briques de verre dites „Falconniers".

Die Diesel-Maschine der Linke-Hofmann-Werke

auf der Internationalen Baufach-Ausstellung zu Leipzig.

Mit Zeichnungen auf Tafel 41.

Zusammenfassung. Auf einer Tafel dargestellt und beschrieben ist eine unlängst ausgeführte Linke-Hofmann-Diesel-Maschine stehender Bauart mit nur einem Zylinder für Betrieb durch Teeröl und Anlassen mittels Gasöl. Die Zeichnungen auf der Tafel geben außer der Disposition sämtliche wichtigen Einzelheiten der Maschine.

Außer den schon in den früheren Berichten über die Internationale Baufach-Ausstellung zu Leipzig an dieser Stelle erwähnten Diesel-Maschinen haben auch die Linke-Hofmann-Werke zu Breslau in Leipzig eine derartige Maschine, und zwar eine solche von 50 PS Leistung und berechnet für Betrieb mit Teeröl, ausgestellt.

Teeröl wurde gewählt, weil sich für den Betrieb der Diesel-Maschinen nachweislich Teeröle mit einem möglichst hohen Wasserstoffgehalt und wenigen unverbrennbaren Bestandteilen, wie Asche, Wasser usw. am besten eignen. Diese Öle kommen unter den Namen galizisches oder amerikanisches Gasöl, Paraffinöl usw. in den Handel. Infolge der ziemlich bedeutenden Steigerung der Preise der zuletzt genannten Öle jedoch hat man neuerdings auch versucht, das wesentlich billigere, dafür aber auch wasserstoffarme Steinkohlenteeröl für den Betrieb von Dieselmaschinen nutzbar zu machen. Bei den in der Dieselmaschine üblichen Temperaturen ist jedoch die Fähigkeit zur Bildung von Ölgasen bei diesem Brennstoff nur gering. Die Folge davon ist, daß das Teeröl sich schlecht entzündet, ja es erfolgt unter Umständen überhaupt keine Entzündung oder nur eine stoßartige. Dementsprechend ist die Verbrennung keine vollständige und zwar im speziellen beim Anlassen, wo die Maschine noch kalt ist.

Um eine wirklich gute Verbrennung des Teeröles zu erzielen, führt man infolgedessen anfänglich einen leichten Brennstoff, das sog. Zündöl (Gasöl) zuerst für sich allein ein und gibt erst dann Teeröl zu; dieses vergast dann ohne besondere Schwierigkeiten, in der inzwischen entstandenen Flamme und verbrennt auch ohne Rückstände.

Dieses zunächst zur allgemeinen Information über die bei der ausgestellten Maschine verwandten Brennmaterialien. —.

Die Hauptdaten der Maschine selbst sind nachstehende:

Zylinderdurchmesser	338 mm
Kolbenhub	490 „
Normale Umlaufszahl in der Minute . .	200
Normale Leistung in PS bei vorstehender Tourenzahl	50
Zulässige Überlastung.	10%
Zylinder-Durchmesser der Luftpumpe .	46/150 mm
Kolbenhub der Luftpumpe	163 „

Über die allgemeinen Konstruktionsverhältnisse der Maschine wurde am 24. 10. 12 auf Seite 369 des „P. M.-K." bereits berichtet, an welcher Stelle eine Zweizylindermaschine, allerdings nur für Betrieb durch Gasöl, besprochen ist.

Die Ausstellungsmaschine hat außer der normalen Brennstoffpumpe für Teeröl noch eine kleinere Pumpe für Zündöl, d. h. Gasöl. Die Fördermenge dieser Zündöl-Pumpe, deren Konstruktion aus den Einzelheiten auf Tafel 41 ersichtlich ist, läßt sich von Hand verstellen. Eine schematische Darstellung für die Schaltung der Zündölpumpe bei Betrieb durch Teeröl gibt Fig. 7, eine solche bei Betrieb durch Gasöl Fig. 8 der Tafel.

Durch entsprechende Anordnung der Rohrleitung ist dafür Sorge getragen, daß die Maschine, wie oben schon angedeutet, beim Anlassen ausschließlich mit Gasöl betrieben wird. Sobald die Maschine die erforderliche Temperatur aufweist, wird mit Teeröl weiter gearbeitet unter Verwendung nur einer ganz geringen Menge von Zündöl.

Le moteur Diesel des usines Linke-Hofmann.

à l'Exposition Internationale d'architecture de Leipzig.

Avec plans sur tableau 41.

Résumé. Une machine Diesel des Usines Linke-Hofmann, de construction verticale à un seul cylindre pour fonctionner à l'huile de goudron, avec mise en marche à l'huile à gazéification plus rapide est représentée sur le tableau. Les plans sur le tableau donnent, en outre, la disposition des détails les plus importants de la machine.

Outre les moteurs Diesel installés à l'Exposition d'architecture à Leipzig et déjà mentionnés ici dans des rapports antérieurs, les usines *Linke-Hofmann* de Breslau, exposent également à Leipzig une machine de ce genre d'une force de 50 PS fonctionnant à l'huile de goudron. L'huile de goudron fut choisie car il a été prouvé qu'elle convient tout spécialement, par sa haute teneur en hydrogène et son faible contenu de matières incombustibles telles que cendre, eau etc. . . Ces huiles se trouvent dans le commerce sous le nom d'huile galicienne, d'huile à gaz américaine, d'huile de paraffine etc. . . Cependant étant donné l'augmentation assez importante des prix de ces dernières huiles, on a également essayé, dans ces derniers temps, d'employer pour alimenter les moteurs Diesel, l'huile de goudron de houille dont le prix est beaucoup plus réduit mais qui, par contre, est plus pauvre en hydrogène. Avec la température usuelle dans les moteurs Diesel, la formation de gaz d'huile avec ce carburant est cependant trop faible. La conséquence en est que l'huile de goudron s'enflamme très mal et même, dans certaines circonstances, ne s'enflamme pas du tout ou seulement par acoups. Par suite, la combustion n'est pas, en tout cas, complète, ceci spécialement au moment du démarrage alors que le moteur est encore froid.

Pour obtenir une combustion vraiment bonne de l'huile de goudron de houille, on emploie donc le stratagème suivant: à la mise en marche, on introduit d'abord dans la chambre d'explosion, un carburant léger et plus inflammable (huile à gazéification plus rapide) et, petit à petit, on ouvre l'arrivée d'huile de goudron, qui se gazéifie alors sans difficultés spéciales dans le flamme qui se produit entre temps, et se consume entièrement sans laisser de résidus.

Ceci dit comme description générale des carburants employés pour la machine exposée.

Les caractéristiques principales de la machine elle-même sont les suivantes:

Alésage du cylindre	338 mm
Course du piston	490 mm
Nombre de tours normal à la minute. .	200
Rendement normal en HP, avec le nombre de tours ci-dessus	50
Surcharge admissible	10%
Alésage du cylindre de la pompe à air	46/150 mm
Course de la pompe à air	163 mm

En ce qui concerne les conditions générales de construction de la machine, nous avons déjà fait une communication, le 24/10/12 à la page 369 de la présente revue, où nous avons causé d'une machine à 2 cylindres qui, cependant, n'était prévue que pour fonctionner à l'huile à gazéification rapide.

La machine exposée a, outre la pompe normale à huile de goudron, une petite pompe pour l'huile à gazéification rapide. Le débit de cette dernière pompe, dont la construction est visible d'après les détails du tableau 40, est règlable à bras. La figure 7 représente schématiquement le montage de la pompe à huile à gazéification rapide pour moteur fonctionnant à l'huile de goudron, tandis que la figure 8 indique le montage de la pompe à huile à gazéification rapide en admettant le fonctionnement du moteur avec cette même huile.

En disposant la canalisation tubulaire en conséquence, on adopte la disposition nécessaire pour qu'à la mise en marche, la machine, comme indiqué ci-dessus, ne reçoive exclusivement que

Zur Einführung des Zündöles wird das Brennstoffventil besonders ausgebildet.

Fig. 16 zeigt ein derartiges Brennstoffventil für normalen Betrieb mit Gasöl, also nur für einen Brennstoff. Letzterer wird über den Zerstäubeplatten gelagert und im gegebenen Zeitpunkt mittels Druckluft in den Zylinder eingeführt.

Bei Betrieb mit Teeröl ist es erforderlich, daß das Zündöl möglichst an die unterste Stelle der Brennstoffnadel gelangt. Zu diesem Zwecke sind verschiedene Konstruktionen in Anwendung gekommen.

Im Prinzip aber wird in einem besonderen Kanal, welcher in dem Gehäuse oder auch in der Brennstoffnadel selbst angeordnet ist, das Zündöl in der Nähe des Sitzes der Brennstoffnadel eingeführt. —.

Durch Einführung des beschriebenen Verfahrens ist es möglich geworden, die Dieselmaschine mit Teeröl zu betreiben und so eine erhebliche Ersparnis an Brennstoffkosten zu erzielen.

Ein in den Werkstätten der Fabrik angestellter Versuch ergab bei normaler Belastung der Maschine pro PS eff./St. einen Brennstoffverbrauch von:

210 g Teeröl von 9100 WE und

15 g Gasöl von 10 000 WE.

Die normale Aufstellung einer einzylindrischen Viertakt-Dieselmaschine Bauart Linke-Hofmanns-Werk für den Betrieb mit Steinkohlen-Teeröl ist aus den Fig. 2, 3 und 4 der Tafel ersichtlich. In diesen bezeichnen die Buchstaben:

Pos.	Bemerkung	Art und Benennung der Leitungen
a	Druckluft	Anlaßleitung
b	„	Einblasleitung
c	„	Druckleitung von der Luftpumpe
d	„	Saugleitung der Luftpumpe H.D.
e	„	Manometerleitung vom Kühler der Luftpumpe
f	„	Überfülleitungen der Druckluftgefäße
g	„	Manometerleitungen der Druckluftgefäße
h	Kühlwasser	Kühlwasserleitung, Zufluß zur Luftpumpe
i	„	„ zwischen Luftpumpendeckel und Ständer
k	„	„ Abfluß vom Zylinderdeckel nach dem Trichter
l	„	„ Abfluß vom Trichter
m	„	„ Entlerrungsleitung
n	Brennstoff	Brennstoffleitung, Saugleitung der Handpumpe
o	„	„ Druckleitung „ „ nach dem Vorratsgefäß
p	„	„ zwischen Vorratsgefäß und Filtriergefäß
q	„	„ von den Filtriergefäßen nach dem Schwimmergehäuse
r	„	„ zwischen dem Schwimmergehäuse und der Brennstoffpumpe
s	„	„ Druckrohr der Brennstoffpumpe
t	Gase	Auspuffleitung
u	Öl	Schmutzölleitung
v	Zündöl	Zündölleitung, Saugleitung der Handpumpe
w	„	„ Druckleitung „ „ nach dem Vorratsgefäß
x	„	„ zwischen Vorratsgefäß und Filtriergefäß
y	„	„ vom Filtriergefäß n. d. Zündölpumpe
z	„	„ Verbindungsleitung mit der Brennstoffleitung
a_1	„	„ Druckleitung der Zündölpumpe
b_1	Zündöl	Filtriergefäß
b_2	„	Reservoir
c_1	Brennstoff	Filtriergefäße
c_2	„	Reservoire

W.

de l'huile à gazéification rapide. Dès que la machine a atteint une température suffisamment élevée, on continue à fonctionner à l'huile de goudron en employant seulement une très faible quantité d'huile à gazéification rapide.

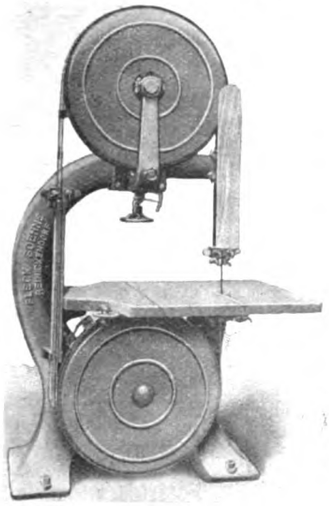
Pour l'introduction de l'huile à gazéification rapide, la soupape d'admission du carburant est d'une forme spéciale. La figure 16 représente une soupape de ce genre pour service normal à huile à gazéification rapide, c'est-à-dire pour un seul carburant. Ce dernier vient se poser sur des plaques de pulvérisation et, au moment voulu, est repoussé dans le cylindre au moyen d'air comprimé.

Pour le fonctionnement à l'huile de goudron, il est nécessaire que l'huile à gazéification rapide arrive, autant que possible, à la partie inférieure du pointeau. Dans ce but, on emploie différents genres de construction. Mais en principe, l'huile à gazéification rapide est amenée à proximité du siège du pointeau par un canal spécial disposé dans le carter ou encore dans le pointeau lui-même.

Par l'introduction du procédé décrit ci-dessus, il est maintenant possible d'alimenter les machines Diesel avec de l'huile de goudron et d'obtenir ainsi une économie notable de carburant. Un essai fait a montré qu'à charge normale de la machine on avait consommé par HP heure effectif, 210 grammes de carburant (huile de goudron) fournissant 9200 unités caloriques, et 15 grammes d'huile à gazéification rapide fournissant 10000 unités caloriques.

Le montage normal d'une machine Diesel à quatre temps monocylindrique de la construction des usines Linke-Hofmann à fonctionnement à l'huile de goudron de houille est visible sur les figures 2, 3 et 4 du tableau. Dans ces figures, les lettres signifient:

Pos.	Remarque	Genre et dénomination des canalisations
a	Air comprimé	Canalisation de démarrage
b	„	Canalisation de soufflage
c	„	Canalisation à pression de la pompe à air
d	„	Canalisation d'aspiration de la pompe à air
e	„	Canalisation de manomètre du refroidisseur de la pompe à air
f	„	Canalisation de trop plein du réservoir d'air comprimé
g	„	Canalisation de manomètre du reservoir d'air comprimé
h	eau de refroidissement	Canalisation d'eau de refroidissement, adduction à la pompe à air
i	„	Canalisation d'eau de refroidissement entre le couvercle de la pompe à air et le support
k	„	Canalisation d'eau de refroidissement; évacuation du couvercle du cylindre vers l'entonnoir
l	„	Canalisation d'eau de refroidissement; évacuation de l'entonnoir
m	„	Canalisation d'évacuation d'eau de refroidissement
n	carburant	Canalisation d'aspiration de la pompe à bras.
o	„	Canalisation de refoulement de la pompe à bras vers le récipient accumulateur
p	„	Canalisation entre le récpient accumulateur et le récipient de filtrage
q	„	Canalisation du récipient de filtrage au carter du flotteur
r	„	Canalisation entre le carter du flotteur et la pompe à carburant
s	„	Canalisation de refoulement de la pompe à carburant
t	gaz	Canalisation d'échappement
u	huile	Canalisation d'huile impure
v	Huile à gazéification rapide	Canalisation d'aspiration de la pompe à bras
w	„	Canalisation de refoulement de la pompe à bras vers le récipient accumulateur
x	„	Canalisation entre le récipient accumulateur et le récipient de filtrage
y	„	Canalisation du récipient de filtrage vers la pompe à huile à gazéification rapide
z	„	Canalisation de raccordement avec la canalisation à carburant
a_1	„	Canalisation de refoulement de la pompe à huile à gazéification rapide
b_1	„	récipient de filtrage
b_2	„	réservoir
c_1	carburant	récipients de filtrage
c_2	„	réservoirs



Sägegatter

und

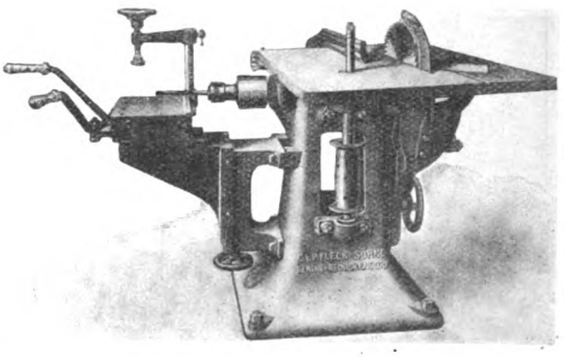
Holzbearbeitungsmaschinen

mit Kugellagerung

für alle Zweige der Industrie

Maschinen zur Fournierfabrikation

für $^1/_{10}$ mm bis 10 mm starke garantiert bruchfreie Fourniere



C. L. P. Fleck Söhne

Maschinenfabrik

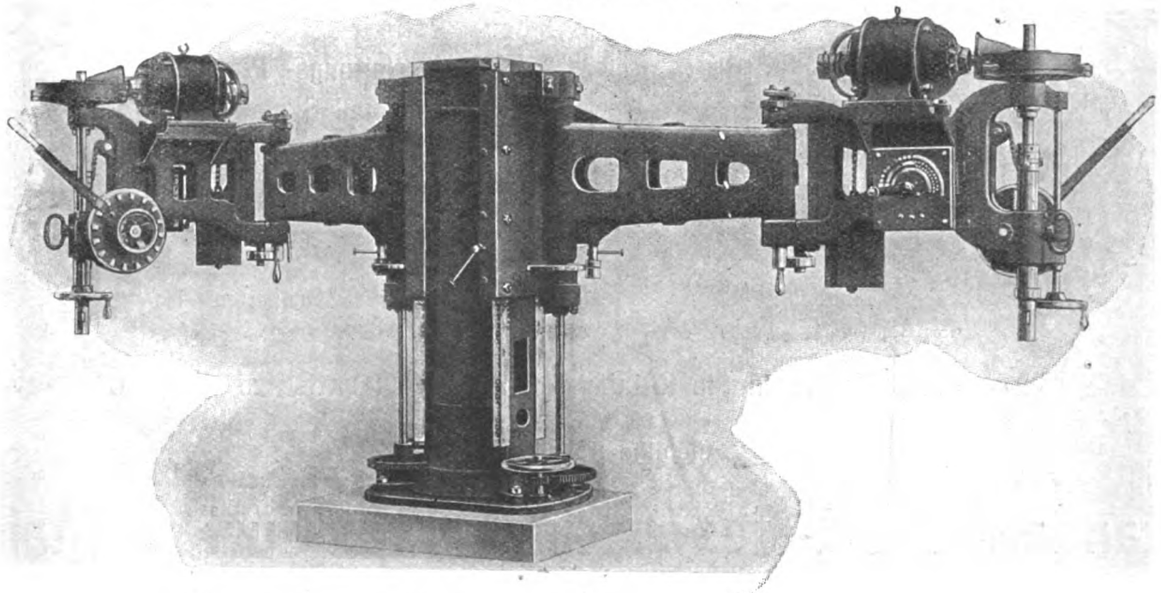
Berlin-Reineckendorf

Unsere **Radial-Schnell-Bohrmaschinen**

mit direktem Antrieb durch regulierbare Gleich- oder Drehstrom-Motore

leisten Erstaunliches!

Langjährige Spezialfabrikation



Gebr. Eberle, H. R. Leichsenring's Nachf., Schönebeck a. E.

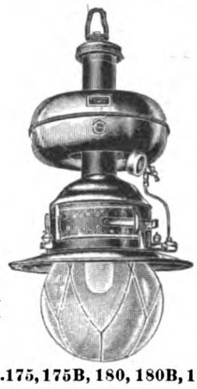
STANDARD

Petroleum-Glühlicht von 100–1500 Kerzen

Brennen gewöhnliches Lampen-Petroleum ohne Docht

Lampen ohne Luftdruck

No. 150, 350 Kerz. M. 100.–
„ 155, 900 „ „ 150.–



No. 175, 175B, 180, 180B, 185

Billigstes Licht der Welt für alle Zwecke

No. 175,	350 Kerzen	. .	M. 80.–
„ 175B,	500 „	. .	„ 80.–
„ 180,	500 „	. .	„ 110.–
„ 180B,	800 „	. .	„ 110.–
„ 185,	1000 „	. .	„ 150.–

Hervorragender Export-Artikel

No. 820, 300 Kerz. M. 55.–

No. 300, 160 Kerz. M. 40.–
„ 305, 160 „ „ 55.–
„ 310, 160 „ „ 75.–

No. 804, 200 Kerz. M. 42.–

No. 802, 200 Kerz. M. 42.–

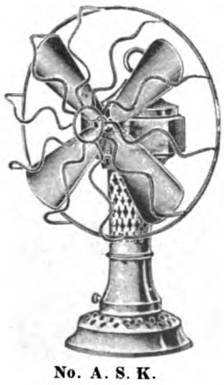
No. 805. 200 Kerzen M. 45.–

No. 410, 200 Kerz. M. 65.–

No. 415, 200 Kerz. M. 100.–

Standard

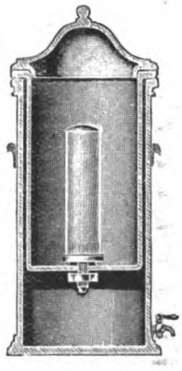
Ventilatoren



No. A. S. K.

Stets gebrauchsfertig
Keine Elektrizität
Kein Uhrwerk
Kein Wasser :: Kein Dampf

No. A. S.
Messing vernickelt . M. 70.–
No. A. S. K.
Mit Schutzkorb . . M. 76.–
No. G. S. K.
Grosses Modell m. Tisch M. 175.–



No. 5–8

Filter

Wasserleitungs-, Pumpen-, Tropf- und Syphonfilter

Moderne Konstruktionen

Liefern kristallklares, bakterienfreies Trinkwasser

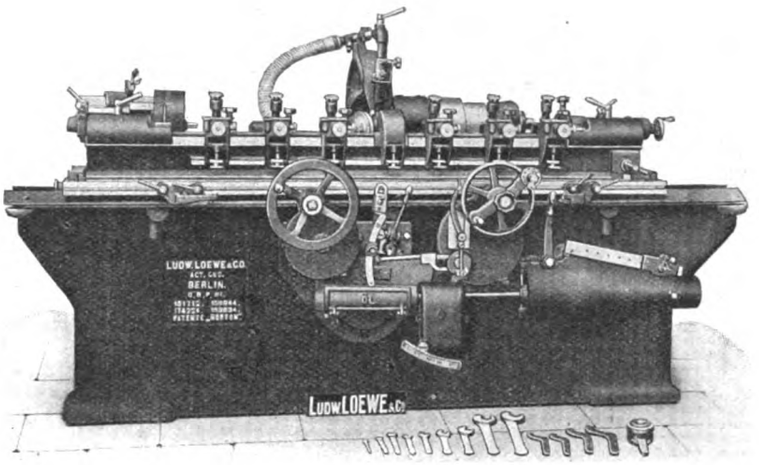
No. 17

Verlangen Sie Katalog No. 23 und Rabattsätze

Alleinige Fabrikanten:

Standard-Licht-Gesellschaft Frankfurt a. Main

Telegramme: Standardlicht Frankfurtmain. A. B. C. Code.



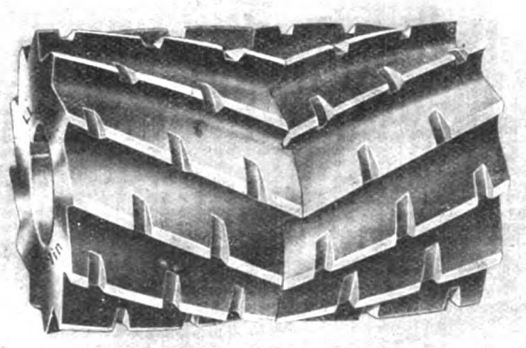
Rundschleifmaschinen „System Norton“

außerdem: **Drehbänke** mit Stufenscheibe und Einscheibenantrieb
Abstechmaschinen bis 175 mm Materialdurchlaß
Zentriermaschinen, ein- und zweispindlig
Bohrmaschinen bis Bohrdurchmesser von 75 mm
Fräsmaschinen, vertikal, horizontal, universal
Stoßmaschinen, vertikal und horizontal
Werkzeug-Schleifmaschinen für Werkzeug aller Art
Revolverdrehbänke mit Spindelbohrung bis 110 mm
Automaten für die einfachsten wie kompliziertesten Arbeiten

Ludw. Loewe & Co. Aktiengesellschaft
: BERLIN NW. 87 :

Fräser

sowie alle Arten Reibahlen / Messerköpfe / Senker / Spiralbohrer / Gewindeschneidwerkzeuge / allgemeine Schneidwerkzeuge / Meßwerkzeuge / Spannwerkzeuge



Gewinnbringendster Fabrikationszweig

für

Besitzer von Sandlagern

Neu! Patent-Pressen Neu!

zur

Enorm verbilligten Massenerzeugung

von

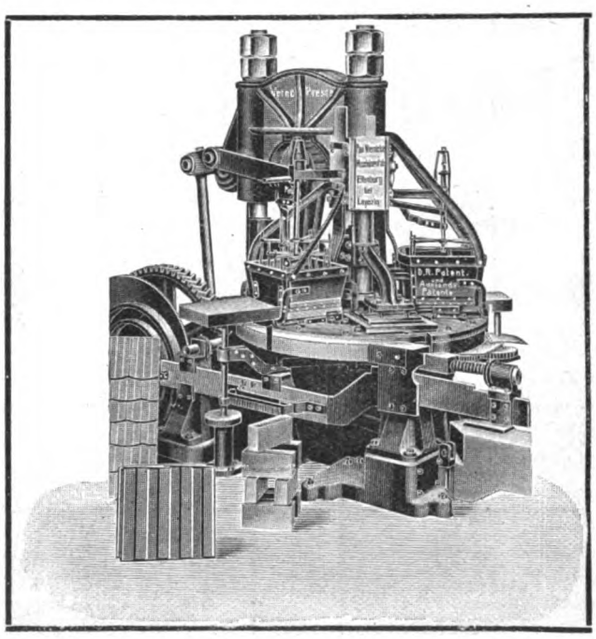
Verno-Preß-Zement- oder Kalksand-Dachsteinen mit aufgepreßter Farbschicht

Wasserdicht, wetterbeständig, äußerst fest, absolut gerade.
Vollständig rissefrei. Man untersuche den Scherben.

Automatische
Presse Nr. 10
Tagesproduktion:

6000 Falzziegel
oder
6000 Pfannen
oder
12000 Biberschwänze
oder
4000 Trottoirplatten
oder
12000 Flurplatten
oder
12000 Mauersteine

Prospekt auf Verlangen
Probe-Scherben gratis
Probe-Dachsteine gegen Nachnahme der Selbstkosten



Presse Nr. 5
mit Riemenantrieb
Tagesproduktion:

2500 Falzziegel
oder
2500 Pfannen
oder
5000 Biberschwänze
oder
2000 Trottoirplatten
oder
5000 Flurplatten
oder
5000 Mauersteine

Besuche ernstlicher Reflektanten zwecks Vorführung der Pressen im Betriebe erwünscht

Eigener Pavillon mit Verno-Dachsteinen auf der Internationalen Baufachausstellung Leipzig: Hinter der großen Betonhalle

Paul Wernicke, Maschinenfabrik

Eilenburg 9 bei Leipzig

Germania-Ölmotoren

in stehender und liegender Bauart als
Viertaktmaschinen
und für grössere Leistungen als
Zweitaktmaschinen
für alle Verwendungszwecke bis zu den grössten Leistungen.
16 Germania-Ölmotoren mit 26000 PS im Bau und Betrieb.

Maschinenfabrik Ehrhardt u. Sehmer G.m.b.H.
Schleifmühle-Saarbrücken 1

Temperguss
Temper-Stahlguss
roh und **bearbeitet**

prompt billig

Aug. Schröder, Silschede i. W.

Gegr. 1885 Telefon: Amt Wetter 79
„ Gevelsberg 322

Radeberger Patent-Bezugfeilen

D R. P. 196913. Alleiniges Spezialfabrikat seit 22 Jahren! Unübertroffen in Leistungsfähigkeit und Ausdauer der Schneidflächen, sowie in Billigkeit. Eingeführt und in Verwendung bei den meisten Staatswerkstätten und grossen privaten Betrieben.

Feinste Tiegel-Guss-Stahl-Qualität mit garantiert 1,1% Kohlenstoff u. 0,025% Phosphor! Prüfen Sie sachlich ohne Vorurteil, nur das beste Werkzeug ist das billigste! Preislisten kostenlos!

Deutsche Patentfeilen-Fabrik G.M.B.H.
Radeberg i. Sa.

Maschinen-Lichtpauserei
v. A. Stiefelhagen, Gera-R Promenadenstr. 16
Beste und billigste Ausführung, auch für Massen-Vervielfältigungen.

Geschäftsstelle des Kartells der **Auskunfteien „Bürgel"**, LEIPZIG Königsplatz 4 ca. 400 eig. Geschäftsstellen. In- u. Ausl. organisiert. 200000 M. dep. Prosp. u. Brosch. gratis. Einzelauskünfte, Abonnements, Spezialberichte, Sammelberichte, Agentenbeschaffung. — Man adressiere: Auskunftei Bürgel Leipzig.

Patent - Anwalt Nähler. BERLIN S.W. 11 Königgrätzerstr. 78

Kleemann's
Hochdruck-
(E H)
und
Ueberhitzer-
(E U)
Stopfbüchsen-Packung
„Excelsior"
Gustav Kleemann
Hamburg 1.

Karlsruher Lebensversicherung
auf Gegenseitigkeit.
Ende 1912 Bestand: 785 Millionen Mark.
Alle Überschüsse den Versicherten.
Unanfechtbarkeit, Unverfallbarkeit, Weltpolice.
Empfohlen durch Verträge mit vielen Industriellen Unternehmungen.

LOUIS HERRMANN
DRESDEN-A 7.

Inhaltsverzeichnis.

Praktischer Maschinen-Konstrukteur: Gesamt-Ausgabe Nr. 51 / Einzel-Ausgabe Nr. 26

14 Tages-Ausgabe: **Allgemeiner Teil** mit Berechnungen etc. (18. Dezember 1913). Nächste Nr. erscheint 1. Januar 1914.

Leistungsanzeiger für Wassermessungen in geschlossenen Rohrleitungen. (Mit Abbildungen, Fig. 162 bis 164) 107

Beschrieben ist ein neuer Apparat, der es ermöglichen soll, die Wassermenge sofort abzulesen, die ein Rohr in einer gegebenen Zeiteinheit durchfließt.

Die moderne Lohnverrechnung im Fabrikbetriebe. Von Carl Redtmann in Berlin. (Schluß aus Heft 25) 108

Nach Besprechung der Begriffe Zeitlohn und Akkordarbeit werden Vorschläge gemacht, wie sich das Lohnwesen vereinfachen ließe. Dabei wird auf das kombinierte Lohn- und Akkordverfahren einer amerikanischen Fabrik, ferner auch auf ein verändertes Verfahren der Festsetzung der Akkorde hingewiesen. Nicht der Meister soll die Akkorde usw. feststellen, sondern ein besonderes Lohnbureau. Auch das amerikanische Prämiensystem wird kritisch beleuchtet, desgl. die Arbeiterkontrolle und Lohnverrechnung. Tageszettel, Wochenkarte, Monatskarte usw. werden besprochen, schließlich auch die Lohnliste in Verbindung mit der Elliot-Fisher Lohn-, Schreib- und Addiermaschine, desgl. die Lohnquittung.

Eine Luftdruck-Ankervorrichtung für Luftschiffe. (Mit Abbildung, Fig. 165) 110

Beschrieben ist eine Verankerungsvorrichtung, die sich nach Angaben des Verfassers selbst für die größten Luftschiffe eignen soll und aus einem Kompressor, einem Druckluftzylinder und einem Verankerungsapparat besteht. Letzterer ähnelt einem Pfeil mit zusammenlegbaren Schenkeln; diese richten sich auf in dem Augenblick, wo die Spitze des Pfeiles bis zu einer gewissen Tiefe in das Erdreich eingedrungen ist.

Nr. 12. **Pumpen, Kompressoren, Gebläse, Ventilatoren, Exhaustoren etc.** (18. Dez. 1913). Nächste Nr. erscheint 15. Jan. 1914.

Ortsfeste und bewegliche Kreiselpumpen für Grubenbetriebe. Von Prof. Ernst Blau in Bielitz. (Mit Zeichnungen auf Tafel 52 und Abbildungen, Fig. 78 bis 81) 45

Automobile Benzin-Feuerspritze Bauart „Lloyd“ 48

Sprechsaal 48

Nr. 12. **Die praktische Fördertechnik** (18. Dez. 1913). Nächste Nr. erscheint 15. Januar 1914.

Statische Berechnung zu einem Lokomotivschuppen. Von Richard Dietze, Ingenieur in Langenfeld. (Mit Zeichnungen auf Tafel 48 und Abbildungen, Fig. 73 bis 78.) (Fortsetzung aus Heft 24) 45

Bagger. Von G. Hagemann, Ingenieur. (Mit Abbildung, Fig. 79) 48

Es werden Vorschläge für die Umkonstruktion der gebräuchlichen Kettenbagger gemacht. Der vorgeschlagene Typ ist derart gedacht, daß die Kette über die Ecken eines Dreiecks läuft, dessen Seitenlängen so gewählt werden können, daß der zu beladende Wagen durch das Dreieck oder auch an beliebiger Stelle an ihm vorüber geführt werden kann.

Nr. 12. **Triebwerke und Maschinen-Elemente** (18. Dez. 1913).

Graphische Ermittlung der Teilung von Zahnrädern. Von Ingenieur O. Riwosch in St. Petersburg. (Mit Abbildung, Fig. 90) 45

Beitrag zur Berechnung der Ausflußgeschwindigkeit, der Ausflußmenge und der Durchmesser gerader und gekrümmter Rohrleitungen von kreisrundem Querschnitt. Von W. Schulz, Ingenieur. (Mit Abbildung, Fig. 91.) (Fortsetzung und Schluß aus Heft 24) 46

Kugellager contra Gleitlager. (Mit Abbildung, Fig 92) . . . 48

Nr. 13. **Zeitschrift für praktische Metallbearbeitung** (11. Dez. 1913). Nächste Nr. erscheint 8. Januar 1914.

Moderne Zieharbeiten und die dabei verwendeten Maschinen und Werkzeuge. (Mit Abbildungen, Fig. 238 bis 251) . . . 161

An Hand eines Beispieles wird das Ziehen von Kupferkesseln und die hierfür besonders gebauten großen Geschirrziehpressen beschrieben nebst den eigentlichen Ziehwerkzeugen.

Einiges über die verschiedenen Systeme und Konstruktionen der Azetylen-Entwicklungsanlagen. (Mit Abbildungen, Fig. 252 bis 256.) (Schluß) 163

Fortsetzung in der Beschreibung verschiedenartiger Apparatekonstruktionen und deren Wirkungsweise. Zusammenfassung aller vor Beschaffung einer Anlage zu beachtenden Momente die zum Verständnis einer abgegebenen Offerte unbedingt erforderlich sind, damit der Reflektant sich diejenige Anlage zulegt, welche seinen besonderen Betriebsverhältnissen am meisten Rechnung trägt.

Herstellung schräger Schnittkanten (Stemm- und Schweißkanten) mit der Kreismesserschere. (Mit Abbildungen, Fig. 257 bis 262) 166

Vorrichtungsarbeiten zur Anwendung der autogenen Schweißung bei stärkeren Blechen, insbesondere das Abschrägen der Stoßkanten auf einer Tafelschere mit Kreismessern, welche gleich beim Schnitt die erforderliche V-förmige Beschaffenheit der Stoßfuge ergibt.

Notiz 166

Nr. 13. **Deutsche Gießereitechnik** (11. Dez. 1913). Nächste Nr. erscheint 8. Januar 1914.

Formereihilfsmaschinen. Von Prof. Ad. Vieth, Bremen. (Mit Abbildungen, Fig. 263 bis 269.) (Fortsetzung) 167

Es werden Kollergänge mit stetiger Absiebung des Formstoffs von besonderer Bauart, sowie auch Mischkollergänge beschrieben.

Die Ursachen des Mißlingens beim Gießen von Gegenständen aus Manganbronze, welche Druck aushalten müssen . . . 168

Die Ursache wird auf Bildung von Aluminiumoxyd zurückgeführt und es werden die Regeln angegeben, durch welche man die Zahl der Ausschußgußstücke wesentlich verringern kann.

Natürliche und künstliche Schleifmittel, deren Verarbeitung und Verwendung, über das Schleifen auf modernen Schleifmaschinen unter besonderer Berücksichtigung hygienischer und Sicherheitsmaßnahmen für Arbeiter. Vortrag gehalten im Verein deutscher Gießereifachleute zu Berlin, (Brandenburgische Fachgruppe), von Oberingenieur Fritz Bergner, Hannover 169

Eigentumsvorbehalt bei Lieferung von Maschinen 171

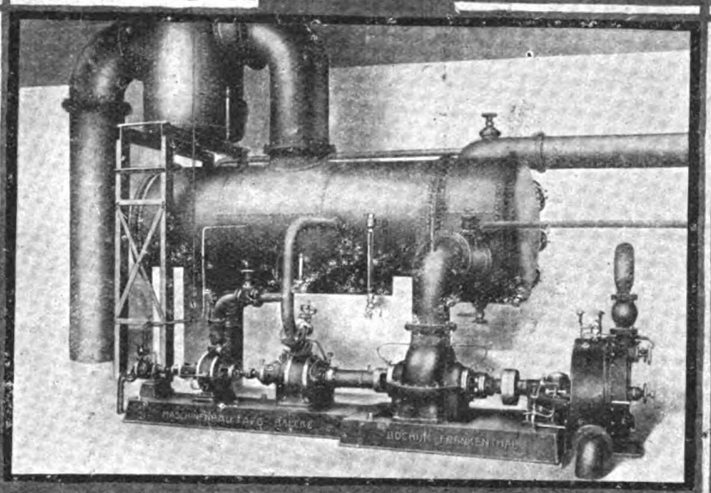
Die alte frühere Rechtsauffassung, daß Maschinen, welche mit dem Gebäude verbunden sind, als Zubehör desselben gelten, ist vom Reichsgericht nunmehr aufgegeben, wenn die Maschinen nach Katalogen beschafft sind.

Rundschau 171

Schlackenbeton. Gießereitechnischer Fortbildungskursus. Übersicht über den Kohlen- und Eisenmarkt. Verdingung von Eisenguß. Trockenkammer-Wagen. Kohlenerzeugung. Manganstahlguß.

Sprechsaal 172

Fortsetzung des Inhaltsverzeichnisses siehe Seite IV

MASCHINENBAU-AKT.-GES.
BALCKE BOCHUM
Komplette Abdampf-Verwertungs-Anlagen.
Kamin-kühler.
Pumpen

OBERFLÄCHEN-KONDENSATION mit Patent Westinghouse-Leblanc-Luftpumpen.
Speise-wasser-Destillations-Apparate.
Heiz- u. Trocken-Anlagen.
Luftfilter.

Stellenliste
für Techniker
aller Industriezweige.

Offerten unter Angabe der Nummer an

Uhlands technischer Verlag
Otto Politzky, **Leipzig.**

Offene Stellen.

(Unter dieser Rubrik werden neben den von den betr. Firmen direkt aufgegebenen Anzeigen auch geeignete Gesuche aus **ausländischen** und deutschen Fachzeitschriften veröffentlicht.)

Die Aufnahme für 2 Wochen wird mit **6 Mark** berechnet. Abonnenten haben Anspruch auf eine Preisermässigung von **3 Mark** gegen Einsendung des am Anfang jeden Quartals beiliegenden Gutscheins

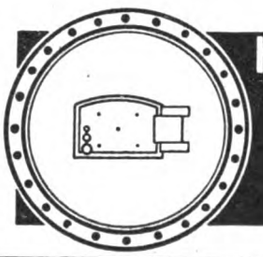
Offerten muss das Porto für Weiterbeförderung beigelegt werden.

4059. **Elektroingenieur** mit Prüffeldpraxis und Erfahrung für elektrische Umformer an Bord von Kriegsschiffen, evt. auch mit funkentelegraphischer Montagepraxis zum Entwerfen, Einbau und Abnahme von elektrischen Kraftverbrauchern an Bord umgehend gesucht. Bewerbungen mit Zeugnisabschriften, Photographie und Angabe des frühesten Eintrittstermins erbeten.

4060. **Projekteningenieur,** der an selbständiges Arbeiten gewöhnt ist und Offerten jeden Umfangs auszuarbeiten versteht, sofort ges. Offerten mit Angabe der Ausbildung, Gehaltsansprüche usw. erbeten.

4061. Jüngerer **Elektroingenieur,** erfahren im Überlandzentralenbau, gewandt im Verkehr mit Publikum und Behörden, wird zu sofortigem Antritt gesucht. Ausführliche Bewerbungsschreiben unter Beifügung eines Lichtbilds erbeten.

4062. Tüchtiger **Techniker** für Überwachung eines ausgedehnten Freileitungsbetriebes, Ausführung v. Installationsarbeiten und Anfertigung von Zeichnungen gesucht.


Hochdruckfibre-Platte
Locomobil-u. Mannloch-Ringe
Unverwüstliches concurrenzloses
Dichtungsmaterial
Continental-Vulcan-Fibre-Industrie
Oscar Lingner Dresden-N.17.

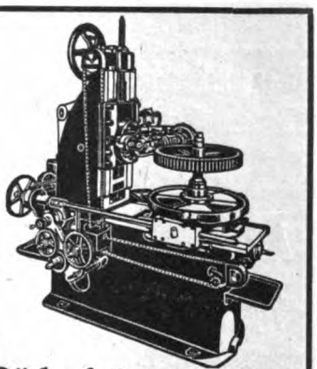
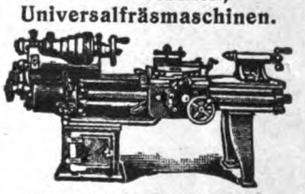
Granal
D. R. P.
ist knetbar, hitzebeständig, billig, greift die Kolbenstangen nicht an und dichtet jahrelang.
Metall-Stopfbüchsen-Packung
Erstklassige Referenzen! Max Heller. Fockestr. 11, Leipzig 7.

Schmiedeeiserne Fenster
Fensterwerk
R. Zimmermann, Bautzen.

Glimmer (Mica), roh und geschnitten sowie sämtliche Glimmerfabrikate
Berliner Glimmerwarenfabrik J. ASCHHEIM. BERLIN S. 59 Plan-Ufer 92 d, e.

MOTORE für Gas, Benzin etc., neu u. gebraucht, unter Garantie
R. Riedel, Leipzig-R., Maschinenbau- und Reparatur-Anstalt.
Moderne Transmissionen.

gekämmt – langfädig Putzwolle bunt – weiss
Putzlappen sauber gewaschen – desinfiziert
Dampfwäscherei für Maschinen-Putztücher
Bruno Römer, Leipzig-Lindenau
Putzwollenfabrik und Dampfwäscherei


Räderfräsautomaten
für Stirn-, Schnecken- u. Schraubenräder
Fräsmaschinen,
Universalfräsmaschinen.

Erstklassige Drehbänke, Schnelldrehbänke, Shapingmaschinen.
Präzisions-Werkzeugmasch.-Gesellschaft
Selzer & Co., Leipzig-R.

Gelochte Bleche
F. Breuer & Co
Pirna i. Sa.
Specialität seit 1872.

Hochkraft-Drehbänke. Von C. E. Berck. (Mit Abbildungen, Fig. 682 bis 690) 285

Im Nachstehenden ist eine Hochleistungsdrehbank beschrieben, deren konstruktive Einzelheiten eine hohe Vollendung der Ausführungen im Drehbankbau erkennen läßt. Besonders hervorzuheben ist das Wechselrädergetriebe.

Biegungsbeanspruchungen der Zähne von Stirnrädern. (Mit Abbildung, Fig. 691.) Von R. Beck 290

Nachstehende Tabellen ergeben die Biegungsbeanspruchung von Stirnrädern der Teilungen von Modul 1 bis 40 bekannt. An Hand von Beispielen ist die Anwendung der Tabellen klargelegt.

Das Schleifen der Spiralbohrer und deren Behandlung. Von Henri Witz, Charlottenburg. (Mit Abbildungen, Fig. 692 bis 710) 292

Im nachstehenden Artikel wird „Das Schleifen von Spiralbohrern und deren Behandlung" einer Betrachtung unterzogen. Es werden zunächst die konstruktiv und praktisch gemachten Erfahrungen in Bezug auf den richtigen Schliff der Schneidkanten und deren mit dem Werkstück zu bildende Winkel auseinandergesetzt und zum Schluß kurze Betrachtungen über die Behandlung eines Bohrers in Tätigkeit und Ruhe angestellt, sowie kleine Ratschläge über gutes und minderwertiges Material gegeben.

Umänderung eines Universalteilkopfes in einen Differential-Teilkopf. Von P. Richter. (Mit Abbildungen, Fig. 711 u. 712) 294

Im nachstehenden Artikel wird die Umänderung eines Universal-Teilkopfes in einen Differential-Teilkopf beschrieben. An Hand der gegebenen Figuren und Tabellen läßt sich die Arbeitsweise leicht erkennen.

Gelegenheitsangebot.

Zu ermäßigten Preisen abzugeben:

Lexikon der gesamten Technik von O. Lueger. 8 Bd. letzte Ausg. für M. **150** statt M. 240.

Siegeslauf der Technik Herausgegeben von M. Geitel. 3 Bände (1909) für M. **20** statt M. 36.

Gesundheitsingenieur Jahrg. 1912 u. 1913 komplett je M. **10** statt M. 20.

Gefl. Angebote unter **B. 905** an die Expedition der Zeitschrift erbeten.

Roesberg & Ehrlich
Dresden, „ Telephon Nr. 17401,
„ Telegr.: Roesberg,

kaufen metallhaltige Rückstände, chemische Produkte, Abfälle, Schlämme, Schlacken, Metalle alt, **Zinn, Aluminium, Kupfer, Blei, Zink, Nickel.**
Wir verweisen auf unseren Metallbericht im redaktionellen Teil.

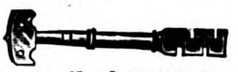
Abdrehdiamanten u. Carbone

lose u. gefasst.

Diamanten zum Abdrehen von Schmirgel-, Karborundum-, Alundum-Scheiben, Porzellan, Papier-Kalander-, Hartgummiwalzen etc. — Umfassen und Nachschleifen stumpf gewordener Diamanten. Verlangen Sie gratis illustr. Katalog!
Mit Ansichts- und Auswahlsendung stehen wir gern zu Diensten.
Fabrikation aller erdenklichen Diamantwerkzeuge.

Glaserdiamanten

Ia. Qualität



In allen Preislagen und Formen. Für alle Glassorten. Nur Innenfassung. Umfassen sofort und billigst.

Urbanek & Co., Diamantwerkzeugfabrik
BERLIN W. 15, Uhlandstrasse 50.

Kohlenersparnisse
gewährleisten

Rauchgasprüfer
für Feuerungskontrolle
Kesselspeisewassermesser
für Verdampfungskontrolle
J.C. Eckardt, Stuttgart-Cannstatt

Joh. Urbanek & Co Frankfurt a. M.

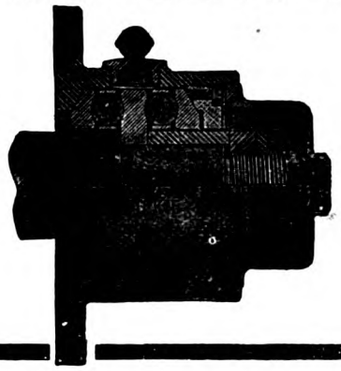
Fabrikation feinster **Diamant-Abdrehwerkzeuge** für Schleifscheiben, Kalanderwalzen, Hartgummi etc.

Vor Ankauf eines Diamanten versäume man nicht, unsere Preise einzufordern.

Grosses Lager in **Roh-Diamanten** für alle indust. Zwecke

„D.K.F.“ ORIGINAL DOPPEL-DRUCK-KUGELLAGER

SIND UNTER BEOBACHTUNG DER GRÖSSTEN PRÄZISION
AUS BESTEM SPEZIALKUGELLAGERSTAHL GEFERTIGT
UND GARANTIEREN BEI ABSOLUTER BETRIEBSICHERHEIT
GRÖSSTEN NUTZEFFEKT
VIELE TAUSENDE SEIT JAHREN IM GEBRAUCH
UND **BEWÄHRT**



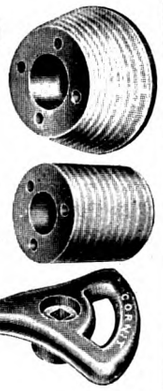
DEUTSCHE KUGELLAGERFABRIK
G. M. B. H. LEIPZIG-PLAGWITZ

Verbandkasten u. -Taschen
kompl. mit vorschriftsmässigem Inhalt für sämtl. Betriebe, ferner
Verband-Material offer. billigst.
Katalog gratis und franko.
Anfrage bitte zu richten an:
Postfach 12, CÖLN-EHRENFELD.

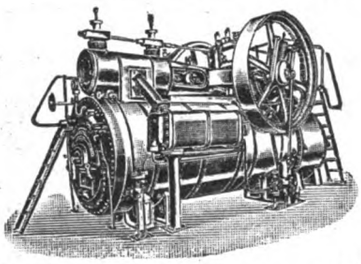
Apparate
sowie kleinere Maschinen
werden in präziser, solider Ausführung billigst hergestellt von
Gebr. Umlauf, Leipzig-C. 54

H. WEIDMANN, RAPPERSWIL (Schweiz)
Elektr. Isoliermaterialien- und Preßspan-Fabriken

Friktions-Rollen, -Konen u. -Scheiben
aus Kunstleder „CUIR FACTICE“ (anstatt Rohhaut)
/ Aeußerst gleichmäßige Abnutzung / dauerhaft / billig /
Für Kleinmotoren / Zentrifugalmaschinen / Schiffshebewerke usw.
Hämmer und Pumpenkolben
Armaturengriffe u. Ventilrädchen aus Cornit
Radiatoren-Verschlüsse für Automobile.
Zähe flexible Isolierröhrchen für Zündapparate.
Isolationen für die gesamte Elektrotechnik



Maschinenfabrik BADENIA Weinheim i. B.
vorm. Wm. PLATZ & SÖHNE A.-G.



Hervorragende Neuheit
Patent-Heissdampf-Gleichstrom-Lokomobilen
mit Ventilsteuerung.
Bauart Prof. Stumpf bis 600 PS.
Satt- u. Heissdampf-Lokomobilen, fahrbar u. stationär.
Kataloge und Kostenanschläge gratis.

4063. **Ingenieur** mit mehrjähriger Praxis zum möglichst baldigen Eintritt für unser Projektenbüro gesucht. Ausführliche Angebote m. Lebenslauf, Zeugnisabschriften, Gehaltsansprüchen, Bild und Angabe des Eintrittstermins erbeten.

4064. Jüngerer **Ingenieur** oder Techniker gesucht für unsere Installationsabteilung, insbesondere Anmeldung, Prüfung der Installationen und den damit zusammenhängenden Schriftwechsel. Angebote mit frühestem Eintrittstermin erbeten.

4065. Junger **Projekteningenieur** mit abgeschlossener Hochschulbild. möglichst per sofort gesucht. Bewerbungen unter Einreichung des Lebenslaufs, Angabe der Gehaltsansprüche und Photographiebeifügung erbeten.

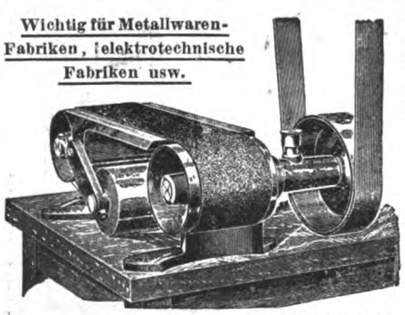
4066. Gesucht zum 1. Januar 1914 ein jüngerer selbständiger **Ingenieur.** erfahren in der Projektierung und Ausarbeitung von Gleich- und Drehstromanlagen. Offerten mit Lebenslauf, Zeugnissen und Photographie sowie Angabe der Gehaltsansprüche u. Referenzen erbeten.

4067. Tüchtiger **Elektroingenieur** für Projektierung und Akquisition sofort gesucht.

4068. **Techniker** für Montage elektr. Schiffsanlagen und Installation auf Kriegsschiffen sofort gesucht. Es werden nur Bewerber berücksichtigt, die längere Praxis auf diesem Gebiet besitzen. Bewerbungen m. Gehaltsansprüchen, Zeugnisabschriften und Photographie erbeten.

4069. Wir suchen mehrere erfahrene **Konstrukteure** für Schaltapparate (Automaten und Zellenschalter) sowie Schaltanlagen. Mehrjähr.

Wichtig für Metallwaren-Fabriken, elektrotechnische Fabriken usw.



Neueste Schleifmaschine für Strichschliff D. R. G. M.
Original Polifix.
Bedeutende Reduktion der Selbstkosten bei Benutzung nebenstehender Maschine.
Maschine macht sich in kürzester Zeit bezahlt.
Verlangen Sie Prospekt
Böffinger & Schäfer, Frankfurt a. M. 36

Gelochte Bleche jeder Art und in allen Metallen.
Fabrik gelochter Bleche und Stanzwerke
Raguhn-Anhalt, G. m. b. H.

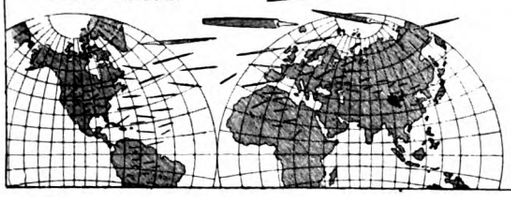
Ausbohren unrunder **Dampfzylinder**
Motor- und Pumpenzylinder aller Art.
Abfräsen von Schieberflächen am Standorte der Maschinen ohne Demontage.
Kolben, Kolbenringe.
H. Tschentschel, Ingenieur
Maschinenfabrik Breslau 6, 75.

„Dick"-Feilen haben Weltruf.

Fabrikmarke:

F.D.

Tagesproduktion:
18000 Feilen.



Präzisionsfeilen,
Große Feilen,
Raspeln,
Riffelfeilen,
Nadelfeilen etc.
Spezial-Werkzeuge
für Elektrotechnik,
Automobilbau.

Friedr. Dick
Eßlingen a. N.
Über 700 Arbeiter.

Schmelzöfen mit Ölfeuerung
ohne Tiegel

zum Schmelzen von Metallen jeder Art wie Kupfer, Bronze, Rotguß usw., Qualitätsgrauguß, Temperguß und Stahlguß.
In eigenen und fremden Betrieben bestens bewährt.

Für jede Gießerei, insbesondere auch Maschinenfabriken mit eigener Gießerei unentbehrlich, da jederzeit betriebsbereit und äußerst vorteilhaft im Betriebe.

Schmelzgut von erstklassiger Güte.

Ernsthaften Reflektanten wird Besichtigung in unserem Betriebe gern gestattet.

SIEGEN-LOTHRINGER WERKE, GEISWEID 13 i. W.
Abt. Metallwerke.

Konstrukteur,

30 Jahre alt, erfahren in Streckenförderung, Elevatoren, Band, Schnecken und pneumatischen Transportanlagen mit langjähriger Büro- und Werkstattpraxis sucht pass. Lebensstellung zum 1. Januar 1914 oder später.

Gefl. Angebote unter **B. 504** an die Expedition dieser Zeitschrift erbeten.

Betriebs-Assistent,

29 Jahre alt, verheiratet, militärfrei, mit langjährigen Werkstätten und 2½ jährigen Betriebs-Büropraxis, Absolvent der k. k. Österr. Staatsgewerbe-Schule, der deutschen Sprache teilweise mächtig, wünscht seinen Posten zu verändern, womöglich in Maschinenfabrik oder Eisenwerk in deutscher Gegend, mit kleinerem Anfangsgehalt. Gefällige Zuschriften unter Zeichen „H. K. 29" an die Adm. d. Bl. Auch gefl. Angebote für Rußland sind willkommen.

Transport - Triebwerks - Konstrukteur. Ingenieur, verheiratet, 29 Jahr, 7 Jahr Werkstatt-, 6 Jahr Büropraxis, geübter und sicherer Konstrukteur sucht per bald oder später dauernde Betriebs- oder Bürostellung. Gefl. Offerten unt. **B. 506** a. d. Exp. dies. Ztschr. erbet.

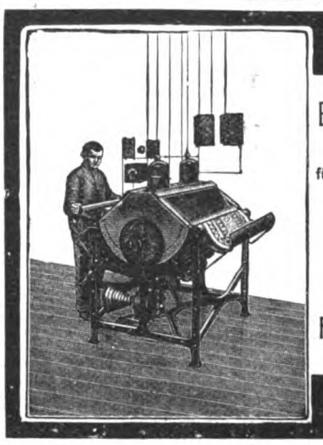
Lagerkessel

Boiler, Bassins, Dampfkessel, Rührwerke, Kühl- und **Heizschlangen, Pumpen,** gebrauchte, reel u. billig, sofort lieferbar.

Pöschke, Cöpenik, Glienickerstr. 18

Liefere **komplette**
Werkstattzeichnungen
zu bewährten **Rohöl-, Gas-, Benzin-Motoren, Sauggasanlagen, Motorpflügen u. fahrb. Brennholzbandsägen.** Gefl. Off. unt. **B. 444** an die Exped. d. Bl. erb.

Paul C. Kromm
Hamburg 36



Neueste
Elektrische Lichtpausmaschine „FIX"
für Lichtpausen bis 120 cm Breite, in allen Längen.
Durchschnittsleistung:
1 qm Negativpausen
in 30 bis 40 Sekunden.
1 qm Positivpausen
in 3 bis 4 Minuten.
Verlangen Sie Prospekte pp. von
R. Reiss, Liebenwerda 52
Spezialfabrik für Lichtpausbedarf.

C. H. Nendel
Chemnitz
Draht-, Metallwaren- und : : Spiralfedernfabrik : :
Alle Massenartikel aus jedem Metall.
Spezialität:
Spiral- u. Plattfedern
Um sofort mit äußerster Offerte dienen zu können, bitte bei Anfragen Muster oder Skizzen einzusenden, unter Angabe der benötigten Quantitäten.
Spinnerei- und Weberei-Utensilien.
Galvan. Anstalt für Vernickelung, Verkupferung und Verzinnung.

C. Grossmann, Eisen- u. Stahlwerk A.G.
Wald Rhld. 8
liefert als Spezialität.
Temperguss
Temper Stahlguss,
Siemens Martin-Stahlformguss,
sow. Grauguss, Maschinenteile aller Art,
Zahnräder.

E. Weyerstahl-Gummistempel
Leipzig-Li.

Schweißanlagen
liefert
Autogenwerk Sirius
DÜSSELDORF
siehe größere Inserate in der vorigen und nächsten Nummer

Erfahrung erforderlich. Angeb. mit Angabe der Referenzen, der bisherigen Tätigkeit, des Eintrittstermins und der Gehaltsforderung erbeten.

4070. **Elektroingenieur** f. Ausarbeitung von Projekten, Akquisition und Montageleitung sofort für dauernd gesucht. Gefl. Off. mit Gehaltsansprüchen und Zeugnisabschr. u. Photographie erbeten.

4071. Gesucht mehrere tüchtige **Konstrukteure** für Kranausrüstungen (Motoren und Steuerschalter). Offerten mit Angabe der Gehaltsansprüche und des frühesten Eintrittstermins sowie Angaben über Bildungsgang, Zeugnisabschriften usw. erbeten.

Stellen - Gesuche.

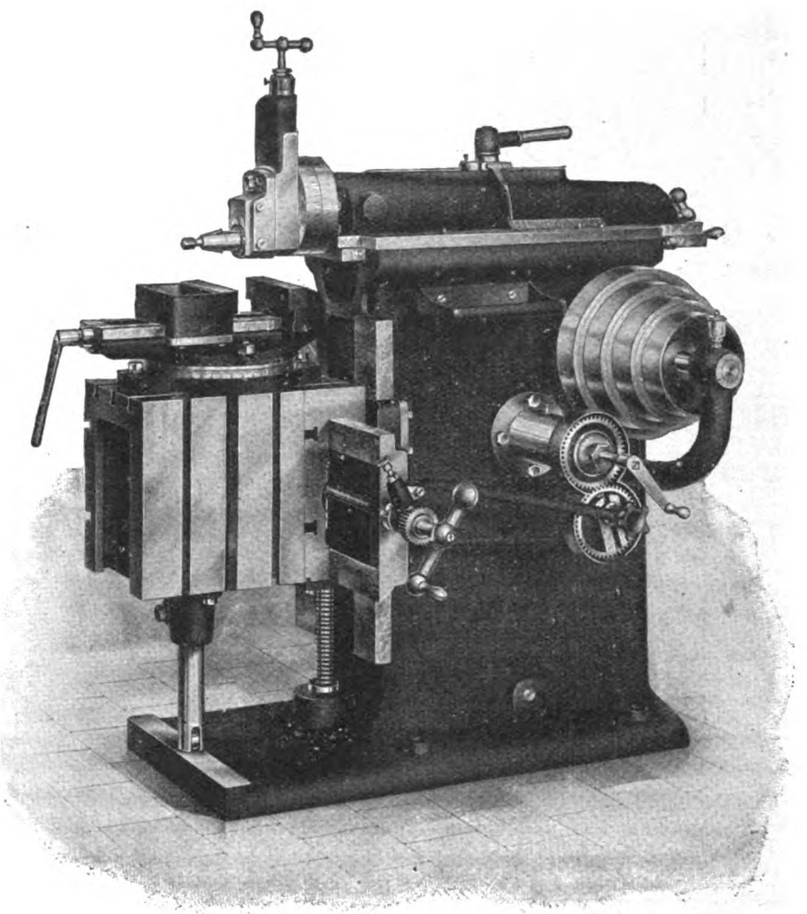
Preis für Aufnahme während 6 Wochen 6 Mark; Abonnenten haben Anspruch auf Gutschrift von 3 Mark gegen Einsendung des am Anfange jedes Quartals beiliegenden Gutscheines.

884. **Betriebs-Assistent,** 29 Jahre alt, verheiratet, militärfrei, mit langjährigen Werkstätten und 2½ jährigen Betriebs-Büropraxis, Absolvent der k. k. Österreich. Staatsgewerbe-Schule, der deutschen Sprache teilweise mächtig, wünscht seinen Posten zu verändern, womöglich in Maschinenfabrik oder Eisenwerk in deutscher Gegend, mit kleinerem Anfangsgehalt.

885. **Konstrukteur,** 30 Jahre alt, erfahren in Streckenförderung, Elevatoren, Band, Schnecken und pneumatischen Transportanlagen mit langjähriger Büro- und Werkstattpraxis sucht pass. Lebensstellung zum 1. Januar 1914 oder später.

Techn. Arbeitsnachweis
Für Arbeitgeber und Mitglieder kostenfrei.
Techn. Hilfsverein E. V.
Berlin NW. 87, Turmstr. 76.

Wotan-Shaper

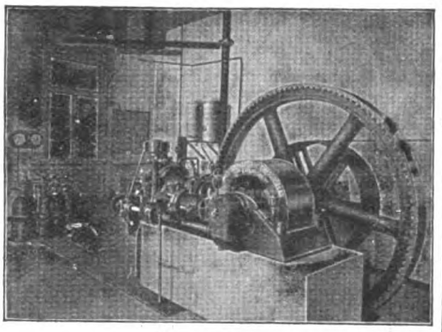


Größte Spezialfabrik in Europa

Präzisions-Fabrikat, vollste Ausnutzung von Schnellauf-Werkzeugen!

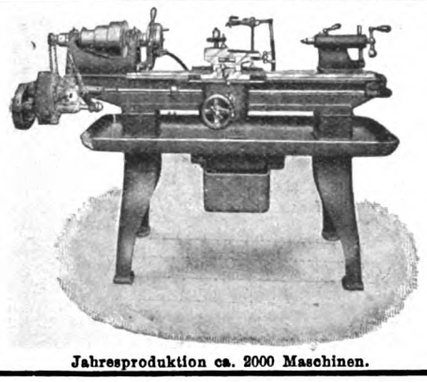
Wotan-Werke Aktien-gesellschaft Leipzig

Motoren-Fabrik
OBERURSEL
A.G.

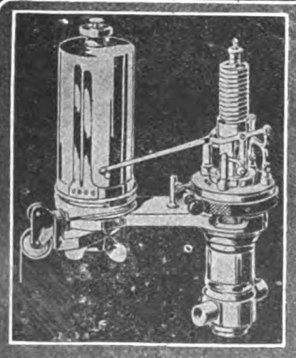


Oberurseler
Dieselmotoren
Sauggasmotoren
Billigste und zuverlässigste Betriebskraft
Kostenanschläge,
Rentabilitätsberechnung, Ingenieurbesuch kostenlos

OBERURSEL
bei Frankfurt a.M.



OSCAR EHRLICH
Werkzeugmaschinenfabrik
Chemnitz 35
Spezialitäten:
Bolzen-
Schnell-Drehbänke
155 u. 190 mm Spitzenhöhe
Räderfräs-Automaten
nach dem Abwälzverfahren
Zentrier-Maschinen
Leitspindel-
Support-Drehbänke
ca. 130-260 mm Spitzenhöhe
Jahresproduktion ca. 2000 Maschinen.



Der infolge seiner vorteilhaften Konstruktion am meisten bevorzugte Aussenfeder-Indikator ist der
Patent
MAIHAK-
INDIKATOR
z. Zt. weit über 6000 Apparate im Gebrauch.
In Verbindung mit
Böttchers Leistungszähler D. R. P. werden sämtliche Diagramme beliebiger Zeitschnitte integriert.
Gesamtresultat genauest und sofort ablesbar.
Näheres auf Anfrage.
H. MAIHAK Akt.-Ges., HAMBURG 39

Anfragen nach Bezugsquellen

eingegangen bei dem

Internationalen Institut für Maschinentechnische Auskünfte.

Leipzig, Talstrasse 15.

Technischer Beirat: Otto Wippern, Hamburg, Breitestr. 2.
Leiter des techn. Büros: Dipl.-Ing. C. Bender.

Die schriftliche Beantwortung geschieht auf Wunsch sofort, ebenso werden die Adressen der Anfragenden auf Verlangen geheim gehalten. — Diese Anfragen empfehlen wir allen Lieferanten und Grossisten zur Beachtung, weil dadurch schon große Geschäfte zustande gekommen sind.

Bedingungen:

Die Auskunftserteilung erfolgt, wo es sich nur um die Nachweisung von Lieferanten usw. handelt, kostenlos. Falls zeitraubende Berechnungen oder Zeichnungen sich erforderlich machen, so erfolgt vor Ausführung der Arbeiten Mitteilung der erwachsenden Kosten. Allen Anfragen oder Offerten sind **20** Pf. in Briefmarken für Portovergütung beizufügen, dafür übernimmt die Expedition die Weitersendung von Briefen, Drucksachen, Katalogen usw.

Beantwortungen.

4851. **Hartbare Stahlröhren** von 13 mm äußerem Durchmesser und 3 mm Lochweite können von der Firma H. O. Höver, Remscheid bezogen werden.

4866. **Drahtkorkzieher** in verschiedener Ausführung werden von Gebr. Langer, Chemnitz-Altendorf hergestellt.

4886. Für die Anfertigung einer Konstruktionszeichnung eines **Klein-Kompressors** ist die Beantwortung folgender Fragen Voraussetzung:

1. Vertikal oder horizontal, Riemenantrieb od. Kombination?
2. Welche Größen sollen hergestellt werden?
3. Welche Bauart wird gewünscht? Balcke, Klein, Meyer, Amag, Whitehead, Pokorny, Eßlingen, Hoffmann usw.
4. Welche Drücke kommen in Betracht?
5. Billige Handelsware oder Präzision?
6. Ein- oder mehrstufig? Compound oder Differentialkolben?
7. Soll Preßluft für Werkzeugbetrieb oder für Kühlzwecke bezw. Antrieb erzeugt werden?
8. Überwiegt Fasson oder Utilität?
9. Welche Steuerungsart? Masseloseventile oder Druckschieberausgleich? Riedler-Stumpf Expreß — oder Schütz-Drehschieber oder Ingersoll?
10. Total gekapselt oder nicht? Kolonialexport?

Erst nach Beantwortung dieser Fragen kann die Zeichnung ausgeführt werden.

4887. Maschinen zur Herstellung **gezogener Schachteln** (Ziehpressen) liefern; Zwickauer Maschinenfabrik, Niederschlema; Reiß & Martin, Berlin S, Luisenufer 53/54; Erdmann Kircheis, Aue i. Erzg.; Gebrüder Götz, Lauter i. S.

4888. Die Kraft zum Öffnen des Schiebers ist am größten so lange, als der Schieber Wasser durchläßt. Von diesem Zeitpunkt ab bis zum Druckausgleich sinkt dann der Wert dieser Kraft, um dann nur noch die dem Strömungsdruck, Keilgewicht und den konstanten sonstigen Widerständen entsprechende Größe zu erhalten.

Zum Schließen des Schiebers ist die Kraft kleiner als die vorerwähnte größte Öffnungskraft, wenn direkt nach Abschluß der Rohrleitung durch den Keil bis zur tiefsten Lage des Keils der Druck des Wassers zu beiden Seiten konstant bleibt. Sinkt er jedoch auf der abzuschließenden Seite, so wird diese Kraft ev. ebensogroß wie diejenige zum Öffnen.

Es ist die größte Kraft zum Öffnen:

Druck auf den Schlußkeil

$$\frac{\pi}{4} \cdot 82^2 \cdot 10 = 53\,000 \text{ kg}$$

Reibungskoeffizient des Schlußkeils im Moment der Ruhe

$$\mu = 0{,}16$$

Kraft zum Lösen des Keils $0{,}10 \cdot 53\,000 \sim =$	8 500 kg
Gewicht des Keils	500 kg
sonstige Widerstände	200 kg
Gesamte Kraft zum Öffnen am Hubzylinder:	9 200 kg

Die größte Kraft zum Schließen ist:

Kraft des Keilschlusses	8 500 kg
sonstige Widerstände	200 kg
davon ab Gewicht des Keils	500 kg
Gesamte Kraft z. Schließen am Hubzylinder:	8200 kg

Da der Verschlußkeil mit 1 cm Dichtungsfläche angenommen ist, so ist der für die Druckkraft nötige Durchmesser zu $80 + 1 + 1 = 82$ cm angenommen.

Der Hubzylinder wird als Differentialzylinder, wie nachstehende Skizze zeigt, ausgebildet; im oberen Raum o ist das Wasser gesteuert. Beim Öffnen des Schiebers ist Abwasser vorhanden; beim Schließen des Schiebers wird Druckwasser ein-

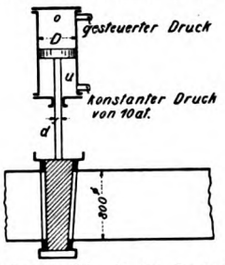
Aufmachung und Gesamtanlage Ihrer Angebote und Kataloge kennzeichnen schnell und sicher Haus u. Leistungen.

Kostenanschlags-, Projekt-, Katalog-Mappen.
Erste zahlreiche Referenzen.
Schnellhefter für alle Zwecke

G-erst-le
L. Gerstle
Papier-Verarbeitung
Berlin SO 26

gelassen, Im unteren Raum u ist konstanter Druck von 10 at.

Ist also in o Abwasser von 1 at. Überdruck, so wird der Schieber durch Wasser von 9 at.



Überdruck (10—1) im Raum u geöffnet. Ist in o Druckwasser von 10 at., so wird der Schieber geschlossen.

Zum Ausströmen muß das Abwasser in o einen gewissen Überdruck, z. B. 1 at. haben, man hat dann folgende Gleichungen:

$$9200 = \frac{\pi}{4}\,[D^2 - d^2]\,10 - \frac{\pi}{4}\,D^2 \cdot 1.$$

$$8200 = \frac{\pi}{4}\,D^2 \cdot 10 - \frac{\pi}{4}\,[D^2 - d^2]\,10$$

$$= \frac{\pi}{4}\,d^2 \cdot 1\,,$$

$D = \sim 495$ mm

$d = \sim 325$ mm.

Was die Steuerung anlangt, so genügt ein kleiner Flachschieber. Die 10 at. entsprechende Wassergeschwindigkeit ist

$$v = \sqrt{2\,g \cdot 10 \cdot 10} = 44 \text{ m},$$

man nehme daher die in der Steuerung auftretende Geschwindigkeit für 10 at. Wasser 22 m. Die 1 at. Abwasser entsprechende Wassergeschwindigkeit ist

$$v = \sqrt{2\,g \cdot 1 \cdot 10} = 14 \text{ m},$$

daher diejenige in den Steuerkanälen 7 m und in der Rohrleitung zwischen Steuerung und Zylinderraum o, die sowohl Druck als Abwasser führt, mit 3 m. Wird der Zylinder in 30 Sek. geöffnet, so ist die sekundliche Geschwindigkeit des Kolbens

$$\frac{0{,}850}{30} = 0{,}028 \text{ m},$$

also die Volumgeschwindigkeit

$$f \cdot v = \frac{\pi}{4} \cdot 49{,}5^2 \cdot 0{,}028 = 53{,}9 \text{ cm}^2 \text{ m},$$

also der Querschnitt der Rohrleitung zwischen Steuerung und Zylinder

$$f = \frac{53{,}9}{3} = 17{,}9 \text{ cm}^2$$

$d = \sim 48$ mm;

der Querschnitt des Steuerkanals für Druckwasser und Abwasser ist

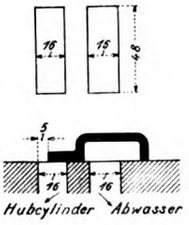
$$f = \frac{53{,}9}{7} = 7{,}70 \text{ cm}^2,$$

die Öffnung des Steuerkanals für Druckwasser ist

$$f = \frac{53{,}9}{22} = 2{,}45 \text{ cm}^2,$$

Der rechteckige Querschnitt für die Kanäle ist also

48×16 resp. 48×5.



Der Rohrleitungsanschluß für konstanten Druck ist mit

$$f \cdot v = \frac{\pi}{4}\,(49{,}5^2 - 32{,}5^2) \cdot 0{,}028 = 30{,}6 \text{ cm}^2 \text{ m}$$

$$f = \frac{30{,}6}{22} = 1{,}39 \text{ cm}^2$$

$d = \sim 14$ mm.

4890. **Mit Öl getränkte Putztücher** werden am vorteilhaftesten mit einer Putzwolle-Waschmaschine gereinigt. Dieselbe (DRP.) arbeitet nach dem Prinzip tauchen und ausdrücken. Preis M. 450 bis M. 700 und wird von A. Bröhl in Brohl a. R. geliefert.

4892. **Ofen-, Ajur- und Kamintüren** werden von folgenden Firmen hergestellt: Herzfeld & Victorius, Graudenz; Bunzlauer Eisenwerke Ferd. Wiesner, Bunzlau.

4893. Als Lieferanten der gefragten Artikel sind folgende Firmen zu nennen: Gußeiserne **Riemscheiben,** masch.-geformte **Zahnräder, Rohguß:** R. Becker & Co. Dessau; Braunschweigische Maschinenbau-Anstalt A.-G.-Braunschweig; G. Polysius, Dessau. **Treibriemen:** A. Reinshagen, Leipzig; Fr. Stephan, Mühlhausen i. Thür.; Aug. Reuschel, Schlotheim (Thür.). **Roststäbe:** Spezialwerk Thost'scher Feuerungsanlagen G. m. b. H., Zwickau; Eisenwerk Joly, Wittenberg; Eisenhüttenwerk Keula bei Muskau i. Schles.

Siehe auch die in der Bezugsquellenliste, die den Uhlandschen Zeitschriften monatlich einmal beiliegt, verzeichneten Firmen.

Fragen.

Die Bekanntgabe der anfragenden Firmen event. die Überlassung regelmässig aus allen Ländern der Erde einlaufenden Original-Anfragen erfolgt auf Wunsch vollständig kostenlos und lediglich gegen Vergütung der Portospesen.

Angebote oder entsprechende Anfragen sind [unter Beifügung des Rückportos (10 Pf., Ausland 20 Pf.)] zu richten an

IMA. Intern. Institut für maschinentechn. Auskunftserteilung Leipzig. Talstr. I5 B.

4881. Welche Firmen führen folgendes Verfahren aus: das **Zusammenlöten** oder **Zusammenschweißen von Kupferbändern,** die 50 cm breit und 0,5 mm stark sind und über zwei Trommeln laufen. Die Verbindung der Enden soll in der Weise geschehen, daß die Stoßstellen ebenfalls biegsam bleiben wie das obige Material und daß das ganze Kupferband absolut glatt ist?

4885. Wer liefert einen vollständigen Plan für die Anlage einer **Schneidemühle** (sog. Hochgang). Der Sägenrahmen und Wagen sollen aus Holz, das Getriebe aus Eisen konstruiert werden?

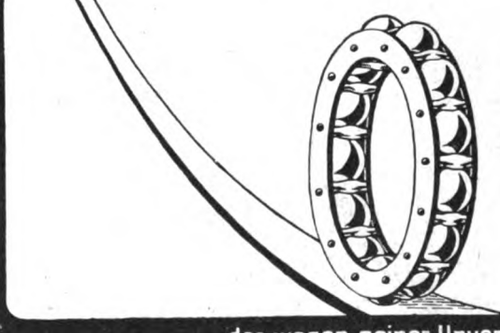
4891. Welche Firmen stellen **Apparate** her, vermittelst derer man die Luftabgabe (nicht Druck) von Kompressoren regeln kann? — Diese Apparate sollen derart wirken, daß beim Überschreiten eines bestimmten komprimierten Luftquantums die überschüssige Luft durch den Regler selbsttätig aus der Druckleitung zurück in die Saugleitung abgeführt wird.

J. E. Christoph
Akt.-Ges.
Diesel-Motoren
Spiritus.- Benzin.- Benzol.- Gas.- Sauggas.-Motoren
Maschinenfabrik
Gegründet 1835 Niesky O.-L.

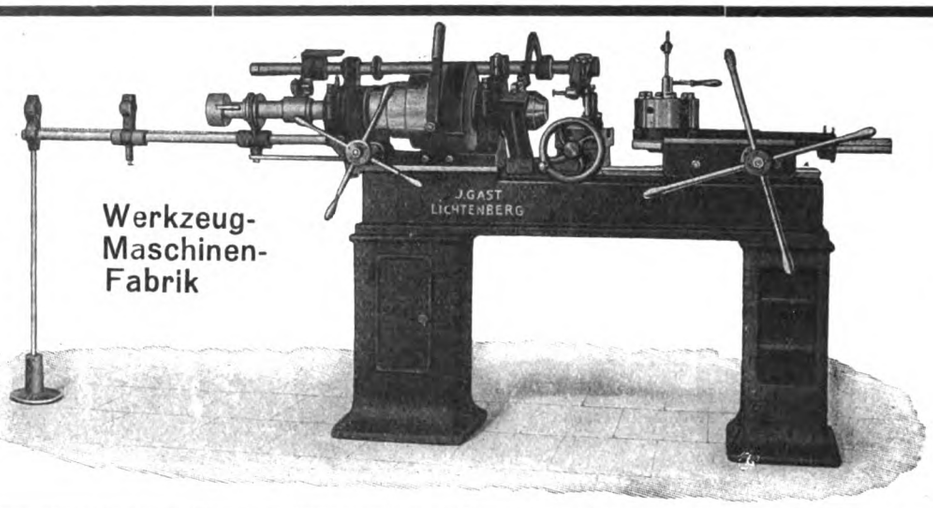
Holz-Modelle
für die gesamte Metall-Industrie sowie für Ausstellungs- und Lehrzwecke liefert schnell und preiswert
Dölitzscher & Kunte
Modellfabrik, Leipzig-Lindenau U.

Heissdampf-Locomobilen
von 12-600 PS.
Assmann & Stockder
Gegr. 1872. G.m.b.H.
Cannstatt (Württ.)

Das Geheimnis
des Fischer-Kugellagers
Marke F*AG ist:



der wegen seiner Unverwüstlichkeit weltberühmt gewordene Kugelführungskäfig (Zellenkorb)
Kugelfabrik Fischer-Schweinfurt
Begründerin der Schweinfurter Gußstahlkugel-Industrie



Werkzeug-Maschinen-Fabrik

J. Gast

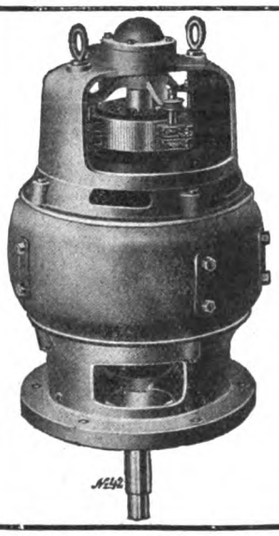
Lichtenberg-Berlin

Spezialität:

Revolver-Bänke

Mit vertikalem und horizontalem Kopf

Präzisions-Schnell-Drehbänke



Fabrik elektrischer Maschinen und Apparate

Dr. Max Levy

BERLIN N 65, Müllerstrasse 30

Verlustlos regelbare

Vertikal- u. Flansch-Motoren

in Anpassung zu Werkzeug- und Arbeitsmaschinen

Man verlange Liste 19 und 29

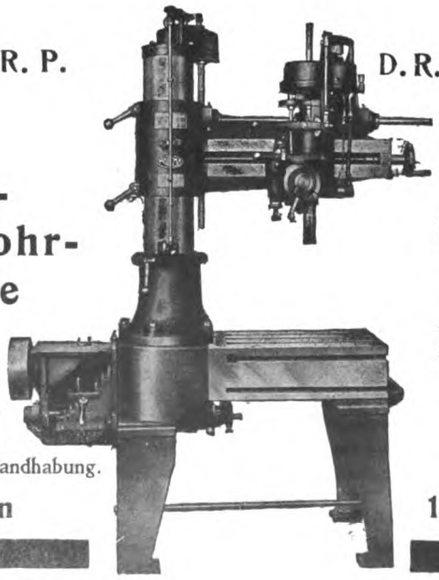
Stammhaus:
BERLIN S. 20
Uferstraße 3

RABOMA

Filiale:
DÜSSELDORF 9
Graf Adolf-Straße 90

Raboma Maschinenfabrik
Hermann Schoening

D. R. P. D. R. G. M.



Radial-Schnell-Bohr-Maschine

Vereinigt mit den Vorteilen unserer größten Typen: Verblüffende Einfachheit, höchste Ausnutzung b. Bohren, Gewindeschneiden usw., leichte Beweglichkeit, bequemste Handhabung.

Hohe Dauerleistungen

Neuartiger Sicherheits-Friktions-Schaltkasten

reguliert stoßfrei bis zu

1000 Touren pro Minute

An unsere Abonnenten und Geschäftsfreunde!

Ein Rückblick! Mit dem Kalenderjahr schließt auch das Abonnementsjahr und es ist uns ein Bedürfnis, für das unseren Fachzeitschriften und uns gerade im Laufe dieses Jahres in so erfreulichem Umfange entgegengebrachte Wohlwollen unseren Dank auszusprechen.

Konnten wir schon zu Beginn des Jahres eine ganz erhebliche Zunahme des Abonnentenstandes verzeichnen, (siehe Zirkular in Nr. 1, 1913) so hat diese aufsteigende Tendenz auch während des ganzen Jahres angehalten und als besonders erfreulich begrüssen wir die Wertschätzung, die unseren Fachzeitschriften von Fachleuten **im Auslande** zuteil geworden ist.

die Qualität Wenn es einen zuverlässigen Gradmesser für einer Fachzeitschrift gibt, so ist dies ohne Zweifel der Abonnentenstand und das Wachstum desselben. Freilich fehlen diesem Fortschritte die nach außenhin sichtbaren Merkmale, aber für die Zeitschriften selbst und für deren Redaktion ist diese fortschreitende Entwicklung die beste Anerkennung, welche den Ansporn gibt zu weiterem Ausbau und größerer Vervollkommnung. (Die Neuerscheinungen für das kommende Jahr werden weiter unten angezeigt!)

Forterntwicklung Es hat aber auch für die der „Uhlandschen Fachzeitschriften nicht an äußerlich sichtbaren Zeichen gefehlt! — So wie man früher sagte, der „Praktische Maschinen-Konstrukteur" ist das beliebte Hausjournal für „Tausende" von Fachleuten, so können wir heute sagen, daß die Uhlandschen Fachzeitschriften **von „Tausenden" von Firmen für die Geschäftsempfehlung benutzt** werden. Der geschäftliche Erfolg ist uns dabei keineswegs die Hauptsache, obschon wir mit dieser erfreulichen Tatsache ebenfalls rechnen müssen, sondern es kommt uns hier lediglich auf das Interesse der zahlreichen Firmen an, welche die Zeitschriften für die geschäftlichen Ankündigungen benutzen und dadurch den Zeitschriften einen

Beweis des Vertrauens geben, wie er überzeugender nicht gedacht werden kann! Von der Tatsache ausgehend, daß die sämtlichen Uhlandschen Fachzeitschriften ein einheitliches Ganzes bilden, zählen wir heute:

Firmen, welche größere Inserate in der Zeitschrift erscheinen lassen:	ca. **800**
Firmen, welche die Bezugsquellenliste benutzen:	ca. **1000**
Firmen, welche im „Deutschen Ingenieur-Kalender" inserieren	ca. **250**

Hier reden Zahlen! Wir dürfen heute behaupten, daß die Uhlandschen Fachzeitschriften unter allen Zeitschriften der Maschinenindustrie, die im Abonnement erscheinen, für die Geschäftsempfehlungen am meisten bevorzugt werden und wir nehmen diesen Vorzug gern und auch an dieser Stelle ausdrücklich für uns in Anspruch, weil wir in dieser Tatsache eine Wertschätzung des Namens „Uhland" erblicken und die Erfüllung einer Lebenshoffnung unseres Gründers, die sich ihm leider bei Lebzeiten nicht mehr erfüllen sollte! — —

Der Gründer.

W. H. UHLAND
Ingenieur u. Patentanwalt

Über sein Grab hinaus lebt sein Gedanke in seinen Werken. Wir werden uns allezeit bemühen, sein Werk, in seinem Sinne weiterzuführen!

Auch in der Form, in welcher uns die Aufträge überwiesen werden, liegt vielfach der Ausdruck eines großen Vertrauens. Wir konnten Aufträge vielfach über 4, 5, 6 und sogar **10 Jahre** vormerken. Berücksichtigt man, daß diese Abschlüsse in einem Jahrgange erfolgten, dessen allgemeine Geschäftslage durch die Einwirkungen des Balkankrieges und die nach der Beilegung der politischen Differenzen eingetretenen Geschäftsstockungen sehr beeinträchtigt wurden, so muß schon

eine überzeugende Meinung für die Güte der Zeitschrift Wurzel gefaßt haben!

Nur ganz wenige Zeitschriften der Maschinenindustrie dürfen sich eines ähnlichen Vertrauens rühmen! — Dabei stehen wir auf einem Standpunkte, der von der neuerdings in der technischen Zeitschriftenliteratur Platz gegriffenen Ansicht völlig verschieden ist. Wir machen das Wettlaufen um die Gunst des Leserpublikums, wenn dieser Ausdruck gestattet ist, nicht mit! Unser Weg ist genau vorgezeichnet: Wir bringen ein **Material, welches in der Praxis verwendbar ist; mustergiltige Konstruktionszeichnungen, Berechnungen und Berichte über neue und besonders interessante Konstruktionen!** Wir bieten dies in einer übersichtlichen Form und obwohl wir dabei Wert auf gute Ausführung und auf Kunstdruck legen, so verzichten wir doch auf unnötigen Aufwand in der Druckausführung. Dadurch, daß vorübergehend ein Vermögen **„für die Ausstattung"** gewisser Zeitschriften aufgewendet wird, kann sich kein dauernder Vorteil für diejenigen ergeben, denen die Zeitschrift nützen soll. — Und wem sollte es denn frommen, wenn schließlich die für Techniker und Ingenieure bestimmten Anzeigen, an Arbeiter in einer „billigen Betriebsausgabe" verteilt werden?

Gute Fachzeitschriften entstehen nicht von heute auf morgen, sondern sie entwickeln sich; sie knüpfen ihre Beziehungen zu den Fachgenossen, unter den Angehörigen verwandter Berufe und bilden denselben ein Mittel des Gedankenaustausches. Solche Beziehungen lassen sich nicht aus dem Ärmel schütteln, sondern sie wachsen durch jahrelange und fortgesetzte Kleinarbeit, so daß eine große und gute Fachzeitschrift einem kunstvollen Mosaikwerk gleicht.

Nur das gute bricht sich Bahn!

Viele der neuentstandenen Zeitschriften werden diese harte Lehre an sich erfahren. — Der fast 50jährige Werdegang hat die Uhlandschen Fachzeitschriften zu dem werden lassen, was sie heute sind und die Erfolge, welche wir erzielten, geben uns die Mittel in die Hand, im kommenden Jahre folgenden Erweiterungen vorzunehmen; es erscheinen 1914:

»Der praktische Maschinen-Konstrukteur«

Gesamtausgabe (52 Hefte pro Jahr mit ca. 55 Konstruktionstafeln), welche die **sämtlichen nachstehend genannten Zeitschriften in sich vereinigt.** Abonnementspreis 8 Mark vierteljährlich.

»Der praktische Maschinen-Konstrukteur«

Einzelausgabe (bisher 26 Hefte, **künftig 52 Hefte**) enthaltend die Ausgaben: Allgemeiner Maschinenbau, Kraftanlagen und Maschinen, Fördertechnik (einschliesslich Pumpen und Gebläse) und Werkzeugmaschinenbau, nebst ca. 55 Konstruktionstafeln. Abonnementspreis 4 Mark vierteljährlich.

»Der Deutsche Werkzeugmaschinenbau«

26 Hefte einschliesslich Metallbearbeitung und Giesserei. Abonnementspreis 12 Mark pro Jahr.

»Zeitschrift für praktische Metallbearbeitung«

Bisher 13 Hefte, **künftig 26 Hefte** einschliesslich Giesserei. Abonnementspreis 8 Mark pro Jahr.

»Deutsche Giessereitechnik«

Bisher 13 Hefte, **künftig 26 Hefte** einschliesslich Metallbearbeitung.
Abonnementspreis 8 Mark pro Jahr.
(Die Ausgabe „Uhlands Technische Rundschau" ist in die beiden letztgenannten Zeitschriften aufgenommen worden.

Als Ergänzung zu den Abonnements wird (mit Ausnahme „Werkzeugmaschinenbau") ein komplettes Exemplar des

Deutschen Ingenieur-Kalenders

600 Seiten Text mit vielen Berechnungs-Tabellen kostenlos geliefert.

Die Abonnenten des

„Deutschen Werkzeugmaschinenbau"

haben anstelle des Deutschen Ingenieur-Kalenders Anspruch auf kostenlose Lieferung eines kompletten Exemplars des Werkes

Uhlands technisches Auskunftsbuch

Band **Werkzeugmaschinen**

ca. 400 Seiten stark mit Adressbuch der Deutschen Werkzeugmaschinenfabriken, Literatur-Nachweis, Berechnungstabellen für die Werkstatt usw.
(Erscheint im Januar.)

Die Redaktion der Uhlandschen Zeitschriften:

Chefredakteur **F. Wilcke,** Ingenieur, **Leipzig.**
Dir. **C. E. Berck,** Ingenieur, **Mittweida.**
Professor Vieth, Regierungsbaumeister a. D. **Bremen.**

Uhlands technischer Verlag
Otto Politzky
Leipzig.

Keine undichten Ventile mehr!

Sanders Ventil-Fräs- u. Schleif-Apparat

Einzige Spezialität. Tausendfach bewährt Langjähr. Praxis. Das Billigste und Beste.

Unübertroffen!

Glänz. Anerkennungsschreiben.

Man verlange Prospekte nur von

Leopold Sander, Apparate-bauanstalt, Cöln

Lieferant königl. und städtisch. Behörden sowie der größten industriellen Werke.

ADRESSEN aller Branchen und Länder liefert unter Garantie: Welt-Adressen-Verlag Emil Reiss IN LEIPZIG. Fernsprecher No 3229. Telegr. Adr.: Weltreiss. — Katalog gratis. —

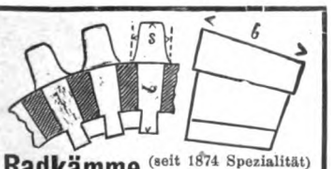
PATENTE etc.

Erwirkung :: Verwertung im In- und Ausland

Bremer Patent-Gesellschaft m. b. H.

BREMEN Obernstraße 8 II gegenüber der Sögestraße.

Sachgemäße Durchführung :: Individuelle Bearbeitung :: Mäßige Preise.



Radkämme (seit 1874 Spezialität) aus gar. trockenem Weißbuchenholz nach Zeichnung oder Muster saub. gearbeitet, liefert billigst eventuell sofort

H. Emil Wurmbach,

Holzkammfabrik

Uckersdorf, Dillkreis (Nassau).

Wendel-Podest-2 Not-Treppen aus Schmiedeisen fabriziert solid u. billig FRIEDR. KOCH Schwäb. Hall Bahnhof. 10

Lohnbeutel

mit Lagerdruck, 1000 von 1.75 M. an, do. durchsichtig von 2.75 M. an. Postkarten und Mitteilungen von 3.50 M. an, Briefblatt von 4.75 M., Kuverts von 2.50 M. an.

Johs. Carstens, Berlin-Wilmersdorf 30.

Technische Bücher

Dr. Max Jänecke, Verlagsbuchhandlung, Leipzig, Hospitalstraße 10.

4894. Wer liefert **automatische Kesselspeisevorrichtungen,** die Wasser nachpumpen, sobald dasselbe im Kessel bis zu einem bestimmten Minimum gesunken ist?
(Schweiz.)

4895. Welche Firmen liefern **Bronze** mit einer Festigkeit von 60 bis 65 kg in größeren Quanten? Prospekte erbeten!

4896. Wer gibt Auskunft über eine **pneumatische Transportanlage** für Malz- u. Grünmalzförderung? Nach Übergabe der Anlage stellt sich ein abnorm hoher Kraftverbrauch heraus und zwar benötigt das Gebläse im Leerlauf 17,5 HP im Vollbetrieb und Förderung von Grünmalz 23,9 HP im Vollbetrieb bei Darrmalz 26,7 HP. Zur Verwendung kam ein Hochdruckgebläse mit n = 260 Umdrehungen, das pro Minute bei n = 250 Umdrehungen 36 cbm Luft fördert.

Die Fabrik, die das Gebläse gebaut hat, verlangt für je 100 mm Wassersäule 1,2 HP, es wird bei Grünmalz mit Unterdruck von 20 cm Quecksilbersäule gearbeitet, bei Malz mit 18 cm Quecksilbersäule.

Die Förderrohre haben vom Entladeapparat bis zu der nach 3 verschiedenen Rohrsträngen gehenden Umstellvorrichtung folgende lichte Dimensionen:

Vom Entladeapparat bis Umstellvorrichtung 119 mm lichte Weite,

bis Umstellvorrichtung Grünmalzleitung 114 mm lichte Weite,

bis Umstellvorrichtung Malzleitung 82 mm lichte Weite.

Die Luftrohre vom Entladeapparat nach Trockenfilter haben 142 mm lichte Weite. Beim Transport von Grünmalz saugt das Gebläse die Luft direkt vom Vacuumkessel ohne Passieren des Trockenfilters, während bei Malz die Luft durch den Trockenfilter geleitet wird. Derselbe ist mit 5 Schläuchen versehen, die eine Länge von 1150 mm und Durchmesser von 180 mm haben. Der Filter ist mit mechanischer Abklopfvorrichtung versehen, die nach jedesmaligem Fördern von ca. 25 Zentner Malz abgeklopft wird. Die Leistung der Anlage beträgt bei Malz ca. 80—90 Ztr pro Stunde, bei Grünmalz 70 Ztr. Gerste als Grünmalz verarbeitet.

Die Rohrleitung ist aus gezogenen, nahtlosen Stahlrohren mit Flanschen, die mit Vor- und Rücksprung versehen sind, hergestellt.

Ich ersuche Sie nun, diese Angaben raschmöglichst einem erstklassigen Spezial-Ingenieur zur Bearbeitung zu übergeben, der mir evtl. an Hand dieser Unterlagen mitteilen kann, woran der Fehler des hohen Kraftverbrauchs liegt.

4897 Welche Firmen liefern **gepreßte Tafeln** (glatt u. Relief), welche aus Holzsägespänen hergestellt werden und zur Verzierung von Grammophonkästen usw. Verwendung finden?

4898. Bei einer Anlage zum Transport von nassem Bittersalz sind Aluminiumbecher verwendet worden. Da dieselben sich jedoch als zu schwach erwiesen haben, möchte ich anfragen, welches Material wohl zum Herstellen von Elevatorbechern sich am besten eignet, ohne daß diese von dem Bittersalz angegriffen werden. Duralumin und Kupfer kommt nicht in Frage, da ersteres sich sehr schlecht biegen und schweißen läßt und Kupfer zu teuer ist.

4899. Wann muß ein Studierender für Hüttenwesen an der technischen Hochschule in Stuttgart sein **Vor-Staats-Examen** ablegen?

Maschinenmarkt.

Die Aufnahme der Verkaufanzeigen und Verkäufe erfolgt zum Preise von **3 Mark.** Für Abonnenten, welche den am Anfange eines jeden Quartals beiliegenden Gutschein im Werte von **3 Mark** bei Aufgabe der Anzeige einsenden, ist die Insertion kostenlos.

Nähere Auskunft erteilt die

Redaktion des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur"

Leipzig.

Zu verkaufen

3230. Gebrauchte, noch sehr gut erhaltene **Propierpumpe** mit einem Manometer für 30 Atmosphären billig abzugeben.

3231. **Kompressor,** Kühlmaschine samt Einrichtung, beinahe neu, ist sofort billigst zu verkaufen. Garantiert beste Leistung.

3232. 10—12 PS Hille **Sauggasanlage,** wie neu hergerichtet, zu 1700 M. unter Garantie zu verkaufen.

3233. Gut erhaltener **Gasmotor,** System Körting, 12 PS, mit kompl. elektrischer Lichtanlage nebst Akkumulatoren-Batterie (60 Zellen), vorzüglich erhalten, noch im Betrieb, billig zu verkaufen.

3234. **3 Benzinmotore,** „Fabrikat Obersursel", noch im Betrieb, 3 6 u. 10 PS, stehend, mit Magnetzündung, ca. 1 Jahr alt, wegen Anschluß an Überlandzentrale billig abzugeben.

3235. **Gleichstrom-Motore,** 110 und 220 Volt, von $1/4$ bis 6 PS (8 Stück), wegen Entbehrlichkeit preiswert unter Garantie für Betriebsfähigkeit zu verkaufen.

3236. **Transmissionen** aller Art, wie Wellen, Riemenscheiben, Kuppelungen, Riemen, Stellringe, Ringschmierlager usw. billig zu verkaufen.

3237. **Exzenter-(Kurbel-)Presse** Fabrikat Kircheis MP II, bequem schrägstellbar, zu verkaufen, noch in Betrieb.

Zu kaufen gesucht:

3174. **2 Wasserbehälter** für je 4—5 cbm Inhalt, gebraucht, zu kaufen gesucht.

3175. **Drehstrommotor,** 120—220 Volt, mögl. A. E. G. Type D mit Schleifringanker, mit oder ohne Bürstenabhebevorrichtung, 10 PS, ohne Anlasser, für Januar gebr., gesucht.

3176. Mod. **Dampfmaschine,** 60 bis 70 PS für 7,5 Atmosphäre Dampfdruck, zu kaufen gesucht.

3177. **Nebenschluß-Elektromotor,** 220 Volt, ca. 5 PS, gebraucht.

3178. **Akkumulatorenbatterie,** 110 Volt, ca. 240 Amperestunden bei dreistündiger Entladung, gebraucht, jedoch gut erhalten, sof. gesucht.

3179. 12 PS **Gasmotor,** Deutz, zu kauf. gesucht.

3180 **Drehstrommotoren,** 1, 2, 3 und 5 PS, 208 Volt, 50 Per., mit Zubehör, auf Traggestell oder Wagen montiert, neu oder gut erhalten, zu kaufen gesucht.

3181. Stehender **Quersiedekessel,** ca. 6 Atm., 8 bis 10 qm Heizfläche, sofort zu kaufen gesucht. Angebote mit äußerster Preisangabe, Alter, Dimensionen, Fabrikat u. Garantie umgehend erbeten.

Flüssiges Aluminium „Frico" gesetzlich geschützt

Silberglänzender Rostschutz- und Zieranstrich

für Heizkörper, Dampf- und Kühlrohre, Oefen, Blechschornsteine, Motorteile, Exhaustoren, Separatoren, Ventilatoren, Gitter, sowie Metall- und Holzobjekte aller Art.

Vorzüge: Unveränderlicher Silberglanz, höchste Hitzefestigkeit bis ca. 500° C, Wetter- u. Nässebeständigkeit, nicht oxydierend, nicht nachdunkelnd. Wird selbst auf rotglühendem Eisen nicht schwarz. Dauernde Elastizität, metallisches Wärmeleitungsvermögen, daher Fortfall jeder Isolation.

Ausgiebigkeit: ca 15 qm per 1 kg Einfachste Anwendung, ohne vorher. Grundierung.

Alleinige Fabrikanten:

Rostschutzfarbwerke Frischauer & Comp., Asperg 22 vor Stuttgart.

Wien. Budapest.

Arbeits-zeichnungen

für Rundlaufpumpen (Kurven) verkauft. Gefl. Offerten unter **B. 502** an die Expedition dieser Zeitschrift erbeten.

Meissner

Propeller und = Umsteuerblöcke

Betriebssicherste Flügelumsteuerung

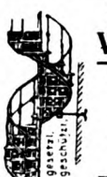
bei geringstem Raumbedarf

Ueber 2000 im Betriebe

CARL MEISSNER

HAMBURG 27.

:: Klein-Motoren :: Modell-Dampf- und Dynamo-Maschinen sowie Rohguss und Armaturen liefert billigst Modellmasch.-Fabrik W. Koch, Cöthen i. A. :: Neue Preisliste ::



Schmiedeeiserne **Wendeltreppen**

Treppen jeder Art fabriziert

THEODOR KOCH

Schwäb.-Hall, Heilbronnerstrasse 15a

Holzkästen bess. Genres

pol. u. matt. in allen kurranten Holzarten fertigt nach Muster od. Zeichn. billigst an

Schwarzw. Holzwarenfabrik

Kamitz & Stratz,

Furtwangen in Baden.

Kohlenersparnis

Übernehme nach langjähriger Erfahrung Indizierung, Untersuchung, Umbau unrationeller Dampfbetriebe, Montage u. Demontage aller Systeme Dampfmaschinen

Jul. Kirchner LEIPZIG-G.

Liste empfehlenswerter Bücher.

Schulz, **Formeln für Entwurf und Berechnung von Gleichstrommaschinen, Drehstrom- und Einphasenmotoren** . . . . . geb. M. 2.80

Brosius, **Die Schule des Lokomotivführers.** 13. Aufl. (Preisgekrönt von dem Verein deutscher Eisenbahnverwaltungen.) 2. Abtl. Die Maschine, der Wagen und der Tender; verschiedene Lokomotivbauarten; Eisenbahn-Triebwagen; die neuesten Bremsvorrichtungen . geb. M. 7.—

Diesel, **Die Entstehung des Dieselmotors** . . . . . geb. M. 6.—

Joly, **Technisches Auskunftsbuch für das Jahr 1914.** Eine alphabetische Zusammenstellung des Wissenswerten aus Theorie und Praxis auf dem Gebiete des Ingenieur- und Bauwesens unter besonderer Berücksichtigung der neuesten Errungenschaften, Preise und Bezugsquellen geb. M. 8.—

Koersten, **Der Eisenbetonbau.** Ein Leitfaden für Schule und Praxis. II. Teil, Anwendungen im Hoch- und Tiefbau . . . . geb. M. 4.40

Bothmann, **Der Aufzugbau.** Ein Handbuch für das Konstruktionsbüro. (Mit 1116 Abbild. im Text u. auf 29 Taf. sowie 52 Tabellen geb. M. 25.—

Bigenwald, **Flugzeug-Modellbau** geb. M. 4.—

Gaisberg, **Herstellung und Instandhaltung elektrischer Licht- und Kraftanlagen.** Ein Leitfaden auch für Nicht-Techniker . geb. M. 2.40

Andrée, **Die Statik des Kranbaues.** Mit Berücksichtigung der verwandten Gebiete Eisenhoch-, Förder- und Brückenbau. 2. Aufl. . . M. 14.—

Ostertag, **Berechnung der Kältemaschinen auf Grund der Entropie-Diagramme** . . . . . M. 4.—

Schramm, **Taschenbuch für Heizungsmonteure** . . . geb. M. 3.20

Vieth, **Schmelzerei, Giesserei und Putzerei.** Beschreibung der wichtigsten Schmelzöfen, Gebläse, Giessereiund Putzereigerätschaften und Maschinen (Eisengiesserei) geb. M. 2.50

Wilcke, **„Hochbau"**, Sammlung von Tafeln und Skizzen über Fabrik- und Geschäftshausbauten mit beschreibendem Text. (34 meist farbig ausgef. Tafeln) . . geb. M. 4.50

Deutscher Ingenieur-Kalender 1914. Mit bedeutend erweitertem Inhalt. Preis komplett . . . . M. 2.50

de Syo, **Autogenes Schweissen, Löten, Nieten usw.** Mit Abbildungen der gebräuchlichsten Apparate im Text sowie Anwendungsbeispielen und neuen, wichtigen Tabellen für die Praxis . . . . . br. M. 2.90

Uhland, Normalkonstruktionen. Teil I, Triebwerke. 98 Tafeln in Photolithographie und Farbendruck. In Leinwandmappe . . . M. 12.— Teil II, Rohre und Armaturen, Maschinenteile. 102 Tafeln in Photolithographie und Farbendruck. In Leinwandmappe . . M. 12.—

„Dampfkessel", Normalkonstruktionen von Dampferzeugern aller Systeme. 33 in Farbendruck ausgeführte Tafeln mit begleitendem Text. II. erweiterte Auflage . . . . . M. 4.85

Droth, **Zahnräder.** II. erweiterte Auflage . . . . geb. M. 3.40

Uhlands Pläne und Konstruktionszeichnungen von Fabrikanlagen und Maschinen aus dem „Praktischen Maschinen-Konstrukteur". (Prospekte und ausführliche Inhaltsverzeichnisse auf Verlangen gratis.)

Utz, **Praxis der mechanischen Weberei.** Wohlfeile Ausgabe geb. M. 5.—

Utz, **„Moderne Fabrikanlagen".** geb. M. 10.—

Wilcke, **Das Kugellager als Maschinenelement.** Mit 46 Abbildungen br. M. 1.—

Käppler, **Berechnungstabellen für Dreh- und Fräsarbeiten.** (Soeben erschienen) . . . . br. M. 1.25

Konstruktions- und Berechnungsbeispiele zu Zentrifugalpumpen. (Mit 2 Zeichnungs-Tafeln.) br. M. 1.50

Zu beziehen durch jede Buchhandlung oder direkt durch

Uhlands technischen Verlag, Leipzig
Tal-Strasse 15.

Metallbericht

der Firma Roesberg & Ehrlich, Dresden.

Kupfer: Seit unserm letzten Bericht fielen die Kurse um weitere ca. 1½ £, doch behielt der Markt seine ruhige, fast stetige Tendenz. Bedeutende Angebote in spekulativen Leerverkäufen bedingten diese Minderung, überwogen aber kaum das Deckungsbedürfnis, so daß dem Markt ein stärkerer Preisrückgang erspart blieb. Der Konsum verhielt sich reserviert; wenn auch der Bedarf kaum zurückgegangen zu sein scheint, so kauft er nur das Nötigste, so daß er den Markt zurzeit wenig beeinflussen kann. — Durch die Zunahme der Produktion der bedeutendsten Werke haben sich die Vorräte vergrößert, wenn auch die Verschiffungen geringer blieben. — Die europäische Statistik weist eine Zunahme der Läger um ca. 2400 ts auf. Nach alledem konnte die erste Hand für Elektrolyt-Kupfer ihre Preispolitik nicht beibehalten und mußte wiederholt Zugeständnisse machen, zumal die Unterangebote der zweiten Hand stärkeren Einfluß gewannen. Bei Schluß des Berichts scheint Kupfer wieder etwas erholt und kann man vielleicht mit einer kleinen Besserung der Lage rechnen, nachdem auch die Eisenpreise sich um eine Kleinigkeit festigen konnten. —

Zinn: Die jüngste Banka-Auktion verlief verhältnismäßig günstig, so daß die Preise gewinnen und den Markt beleben konnten. — Aber die schleppend eingehenden amerikanischen Ordres und das mangelnde Interesse der Manipulanten bedingten wieder schärfere Rückgänge, verstärkt durch ein Anwachsen der englischen Vorräte. Einige größere Aufträge für die Weißblechindustrie konnten dem Weichen der Preise nicht Einhalt tun. Der Markt liegt sehr matt und dürfte sich erst wieder beleben, wenn die Spekulation — durch klarere politische und finanzielle Verhältnisse veranlaßt — sich wieder mehr mit dem Artikel beschäftigt. —

Blei: Das starke Abbröckeln der Preise setzte sich auch diese Woche fort. Die Anfuhren sind reichhaltiger und der Bedarf des Konsums ist zurückgegangen und mehr als gedeckt, so daß, da es an Unterstützung fehlt, man mit weiteren Rückgängen zu rechnen hat. Die Tendenz des Marktes ist matt bis flau. —

Zink: Der Markt liegt noch sehr ruhig, doch bleiben die Preise stetig. Das Verzinkereigeschäft ist etwas lebhafter und kauft der Konsum bei dem billigen Preisniveau stärker. — Die Verlängerung der internationalen Konvention hat beste Aussichten, da inzwischen auch der bisherige einzige deutsche Außenseiter sich angeschlossen hat. — Bisher wurden die Grundpreise unverändert gelassen, doch rechnet man mit einer Besserung, nachdem die neuen Verträge des Syndikats gegen Mitte des Monats unterzeichnet sind. —

Aluminium: Das Geschäft sieht einer langsamen Besserung und Belebung entgegen, nachdem die Offerten der billigeren Außenseiter allmählich aufhören. Die Syndikatswerke halten auf Preise und sind auch Angebote der ersten Hand zum großen Teil dem offenen Markt wieder entzogen. — Nur nahe Termine sind billiger angeboten. —

Quecksilber ist von der Rothschild-Gruppe als erste Hand erhöht worden, während die zweite Hand ihre Preise beibehielt. Das Geschäft ist ruhig. —

Nickel: Einige dem Kartell bisher fernstehende Werke wurden von diesem übernommen, so daß sich der Rohnickelhandel immer mehr konzentriert. Auch anhaltende Knappheit in guten Erzen bedingt ein stetes Anziehen der Preise. Die Nachfrage ist rege. —

Notizen.

(Ohne Verbindlichkeit der Redaktion.)

Verein Deutscher Maschinen-Ingenieure. In der am 2. Dezember 1913 abgehaltenen Versammlung konnte der Vorsitzende Ministerialdirektor, Wirklicher Geheimer Rat Dr.-Ing. Wichert, die Mitteilung machen, daß die Norddeutsche Wagenbau-Vereinigung dem Verein wiederum den Betrag von M. 5000 für Prämiierungszwecke überwiesen hat; dieser Betrag wird den übrigen Fondszugeteilt und zur Ausschreibung von Preisen verwendet werden. Sodann wurde beschlossen, folgendes Preisausschreiben einer literarischen Arbeit zu erlassen:

„Gewinnung und Verwertung von Nebenerzeugnissen bei der Verwendung von Stein- und Braunkohle."

Die einzelnen Nebenerzeugnisse sind aufzuführen, ihre Eigenschaften und Zusammensetzung sowie die für ihre lohnende Gewinnung erforderlichen Eigenschaften und Zusammensetzung der Stein- und Braunkohlen anzugeben. Die bisher zur Ausführung gelangten sowie neuen geplanten Methoden zur Gewinnung der Nebenerzeugnisse sind darzustellen und kritisch zu betrachten unter kurzer Beschreibung der erforderlichen Anlagen und Betriebsweisen. Die Anlagekosten, Betriebskosten, die Marktpreise, die Mengen der überhaupt auf den Markt kommenden Nebenerzeugnisse und ihres Verbrauchs sind nachzuweisen, die Entwicklungsmöglichkeiten darzulegen. Soweit irgend möglich, ist auf bestehende Anlagen Bezug zu nehmen und auf Literaturquellen hinzuweisen. Die Arbeit soll kurz gedrängt sein, auf technische Einzelheiten nicht eingehen, dagegen die wirtschaftliche Seite hervorzuheben und geeignet sein, daraus die Unterlagen für die Beurteilung der Frage zu entnehmen, ob, in welchen Fällen und unter welchen Voraussetzungen es angezeigt erscheint, anstelle unmittelbarer Verfeuerung mittelbare Verfeuerung unter Gewinnung von Nebenerzeugnissen in Aussicht zu nehmen. Dies ist an einem Beispiel ziffernmäßig nachzurechnen. Zugrunde zu legen ist hierfür ein großes Kraftwerk (150 000 KW) in Mitteldeutschland, für das sowohl Steinkohlen als auch Braunkohlen zur Verfügung stehen würden. —

Es steht jedermann, auch Nichtmitgliedern des Vereins, frei, bis zum 14. Februar 1914 bei dem Vorstande des Vereins Deutscher Maschinen-Ingenieure, Berlin SW., Lindenstr. 80, sich um den Auftrag für die Abfassung dieser Abhandlung zu bewerben.

Der Meldung ist beizufügen:

1. Kurzer Nachweis des Bewerbers über seine Befähigung zur Lösung der Aufgabe.
2. Unverbindliche Angabe, wie die Abhandlung gegliedert werden soll.
3. Fristangabe für die Ablieferung der Arbeit.
4. Anerkennung der Ausschreibungsbedingungen.

Der Vorstand wählt nach freiem Ermessen einen Verfasser aus und vereinbart mit ihm eine Frist für die Fertigstellung. Für die Abfassung der Abhandlung wird ein Betrag bis zu 2000 M. gewährt.

Mit der Auszahlung der Entschädigung erwirbt der Verein das Recht, die Abhandlung in jeder ihm zusagenden Form zu veröffentlichen. Das gleiche Recht steht auch dem Verfasser zu, jedoch erst 6 Monate nach Vorlage der Arbeit beim Verein.

Das zu bearbeitende Thema ist von besonders großem Interesse, und es ist daher zu hoffen, daß dasselbe eine recht eingehende Behandlung erfahren möge.

Sodann erstattete Herr Geheimer Baurat Patrunky den Bericht des Preisrichter-Ausschusses über das Ergebnis der diesjährigen Beuth-Aufgabe. Verlangt war der Entwurf einer vereinigten Eisen-, Stahlformguß- und Bronzegießerei nebst Berechnung der Baukosten und der Herstellungskosten der verschiedenen Gußsorten pro Tonne.

Es waren drei Lösungen eingegangen, die sämtlich einen großen Fleiß und Sachkunde erkennen ließen. Der Staatspreis im Betrage von 1700 M., der zur Ausführung einer vom Verein zu genehmigenden Studienreise verwendet werden muß, nebst der goldenen Beuth-Medaille des Vereins wurde der Arbeit des Herrn Regierungsbauführers des Maschinenbaufaches Konrad Blaesig in Hannover (Kennwort „Ilsede") zuerkannt. Mit der goldenen Beuth-Medaille wurde die Arbeit des Herrn Dipl.-Ing. und Regierungsbauführer des Maschinenbaufaches Otto Becker in Bad Rothenfelde, Teutoburger Wald (Kennwort „Glück auf") ausgezeichnet. Alle drei Arbeiten werden dem Königl. Preußischen Ober-Prüfungsamt vorgelegt zur Entscheidung, ob dieselben als Probearbeiten für die II. Staatsprüfung im Maschinenbaufache angenommen werden können.

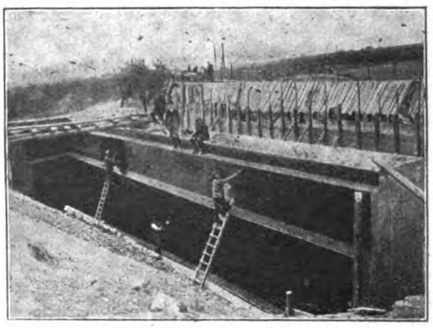
Der Untergang des Kapitän Scott. Im Februar dieses Jahres durchlief die Welt die erschütternde Kunde, daß der Polarforscher Kapitän Robert Falcon Scott auf der Rückkehr von dem glücklich erreichten Südpol mit vier seiner Kameraden in Nacht und Eis elend umgekommen sei. Scott hatte sich auf

Schutz gegen Wasser.

Steter Tropfen höhlt den Stein, ist ein altes Sprichwort, das nicht nur die bedeutsamen Folgen einer langsamen aber stetigen Einwirkung klar macht, sondern auch auf die unwiderstehlich zerstörende Kraft des Wassers hinweist. In letzter Beziehung sind besonders gefährlich alle Wässer mit einem wenn auch noch so geringen Gehalt an Kohlensäure, an Stoffwechselprodukten der Wasserbakterien, an Säuren, die von Moor und dergl. ausgehen. Solch saure Wässer, zu denen viele Arten vorzüglicher Quellwasser, Grundwasser, Mineralwasser, ebenso wie viele Abwässer zu zählen sind, greifen das Eisen und den Zement langsam, aber sicher an und zermürben diese sonst so vortrefflichen Baustoffe. Gibt es auch keinen für alle Zeiten währenden Schutz gegen diese Schädigungen, so läßt sich doch Einzigartiges darin erreichen durch Anstriche mit Inertol, einem wasserabstoßenden schwarzen Schutzanstrich, der auf einfachste Weise kalt wie Farbe aufgestrichen wird, während Ölfarbanstriche im Wasser weich werden, erleiden Inertolanstriche im Wasser keine Veränderung und vermögen deshalb unter Wasser in viel zuverlässigerer Weise zu schützen, wie die gewöhnlichen Ölfarbanstriche. Dabei sind Inertolanstriche nicht teurer als Farbanstriche.

Stations-Wasserturm Rummelsburg-Berlin
Behälter und Leitungen mit Inertol gestrichen

Besonders günstig vergleicht sich Inertol mit Goudron. Obwohl dieser im Ankauf einen viel niedrigeren Kilogrammpreis hat stellen sich fertige Inertolanstriche doch wesentlich billiger als Goudron-Anstriche dank der hohen Ausgiebigkeit des Inertol und dank seiner überaus einfachen Verwendung. Es ist durchaus kein Vorteil, daß Goudron heiß aufgetragen werden muß, denn das Verarbeiten einer Anstrichmasse im heißen Zustand bringt nicht nur viele Unzuträglichkeiten für die Arbeiter mit sich, sondern hat auch den großen Übelstand, daß eine heiße Masse auf kalten Stein- oder Betonflächen in der Regel nicht fest haftet, sondern zum Abspringen neigt. Inertol dagegen wird kalt verarbeitet und haftet auf den Streichflächen außerordentlich fest, läuft auch in der Sonnenwärme nicht ab, wie dies bei Goudron so häufig vorkommt.

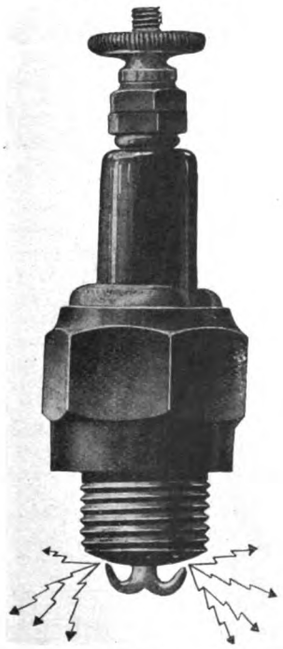


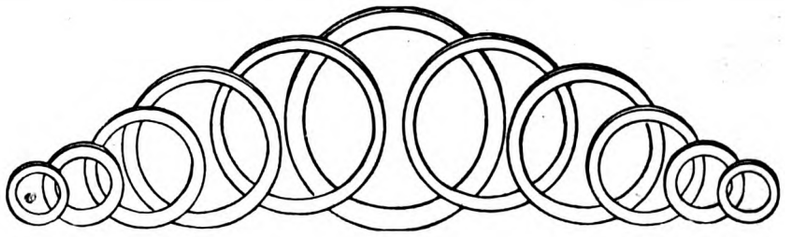
Wegunterführung bei einem Bahnhofsumbau
Betonmauern mit Inertol isoliert

Inertol verdient verwendet zu werden überall, wo für Eisenkonstruktionen durch starke Einwirkung der Feuchtigkeit die Rostgefahr besonders groß ist. Noch wichtiger aber ist Inertol für alle Beton- und Eisenbetonbauten unter Wasser und unter der Erde, welche gegen die zersetzenden Einwirkungen saurer Wässer geschützt oder gegen das Eindringen von Wasser gedichtet werden sollen. Die vorliegenden wissenschaftlichen Untersuchungen lassen keinen Zweifel darüber, daß das Inertol für diese Zwecke Einzigartiges leistet.

Die Zentralverkaufsleitung für Inertol liegt in den Händen der Firma *Paul Lechler* in *Stuttgart, 20.*

Lechlers
Anker-Kerze
mit einzigartigem
Öl-Schutz

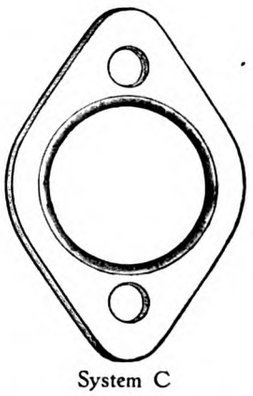




System A

Lechlers Kupfer-Asbest-Dichtungen
für Automobile, Motorboote, Flugmotore

Spezial-Sortimente
der gangbarsten Ringgrössen
für Exportbedarf



System C

Lechlers Cobrit Dichtungsplatte
zuverlässigste und dauerhafteste Abdichtung
bei Dampf, Heisswasser, Säuren

Der wichtigste Exportartikel der Dichtungs-Material-Branche

PAUL LECHLER, STUTTGART 20.
A. B. C. Code 5th Edit.
Telegr.-Adr.: Lechlerius.

einer ersten Polarfahrt vor zehn Jahren als Führer erprobt, und die Wissenschaft setzte auf ihn die größten Hoffnungen. Er war von einem Stab tüchtiger und praktischer Mitarbeiter begleitet, wie ihn noch keine Südpolarexpedition aufzuweisen hatte. Seine Ausrüstung war von solch überlegenem Reichtum, daß ein großer Erfolg sicher schien, und voller Zuversicht trat er die Reise an, die seine letzte Fahrt werden sollte. Die ganze zivilisierte Welt stellte die Frage: Wie konnte das furchtbare Unglück geschehen? Gerüchte durchschwirrten die Luft von unentschuldbarem Leichtsinn des Führers und von verbrecherischem Plündern der Lebensmitteldepots durch die Zurückgebliebenen.

Die Wahrheit konnte nur einer enthüllen, Scott selbst. Ihn und seine Kameraden birgt ein Grab im ewigen Eis, und doch spricht er jetzt selbst zu uns. Unter dem Kopf des Toten fand sich sein Tagebuch, das er bis zum letzten Augenblick, als ihn schon die Schauer des Todes überfielen, mit fester Hand geführt und das er sorgfältig vor Vernichtung geschützt hatte. Soeben erscheint seine deutsche Übersetzung unter dem Titel „Kapitän Scott, Letzte Fahrt" im Verlag F. A. Brockhaus, Leipzig (2 Bände, geb. 20 M.).

Scott selbst schildert uns seinen Untergang bis zu dem Augenblick, wo die Feder seiner erfrorenen Hand entfällt; die erschütternde Tragik, die hierin liegt, übt eine tiefere Wirkung auf den Leser, als alles Raffinement schriftstellerischer Kunst. Seine oft epigrammatisch kurzen Tagebuchskizzen zeichnen Bilder, die uns wie Visionen anmuten und für immer in der Phantasie des Lesers haften bleiben. Was Südpol und Forschung! Das Ende ist der verzweifelte Kampf ums nackte Leben, die Tragödie des Menschen, die jedem Leser ans Herz greift und zu Augenblicken ernsten Nachdenkens führt.

Scotts Tagebuch, das auch wissenschaftlich durch die sorgsame Arbeit des Verfassers von größter Bedeutung ist, füllt den ersten Band des Werkes. Im zweiten kommen die Gefährten zu Wort, die von zahlreichen Abenteuern und Gefahren, aber auch von glücklicher Heimkehr zu erzählen wissen! Gegenüber der Tragödie des ersten Bandes erscheint der größte Teil des zweiten als ein fröhliches Nachspiel. Unter diesen Männern, die im Auftrag Scotts zahlreiche Nebenexpeditionen mit Erfolg ausführten, begegnen uns prächtige Gestalten, die als Erzähler ihrer Abenteuer Anschaulichkeit der Schilderung mit einem wohltuenden Humor zu verbinden wissen. Von einem dieser Erlebnisse, das noch zu Scotts Kenntnis kam, erklärte dieser selbst, daß es wohl das abenteuerlichste sei, was je ein Eindringling in die Antarktis überstanden habe! Zuletzt aber übermannt die Sorge um den verschollenen Anführer die im Winterquartier Zurückgebliebenen. Der äußerste Zeitpunkt seiner möglichen Rückkehr ist vorüber, eine Hilfsexpedition eilt südwärts — sie kommt zu spät, sie kann nichts mehr tun, als dem toten Kapitän und seinen letzten Getreuen ein Grab im ewigen Eise bereiten. —

Einer von denen, die neben Scott ihren Forschermut mit dem Leben bezahlten, Dr. Wilson, war ein hervorragender Maler. Alles, was er an Skizzen und Bildern von dieser unglücklichen Expedition aufgenommen hat, ist erhalten, und eine Reihe prächtiger Aquarelle von seiner Hand zieren die Bände. Außerdem stand Scott ein Photograph zur Seite, dessen Ausbeute an Bildern das ästhetisch und wissenschaftlich Großartigste ist, was je von einer Forschungsreise mit heimgebracht wurde! Über 200 ein- und mehrfarbige Illustrationen, fünf Karten und ein Faksimile der letzten Blätter des Tagesbuchs von Scott erschließen das eigenartige Milieu dieser Polarfahrt in ungewöhnlich reizvoller Art.

Kapitän Scotts „Letzte Fahrt" ist ein Buch von sensationellem Interesse, das an Popularität in kurzem mit Nansens berühmtem „In Nacht und Eis" wetteifern und dessen Lektüre für jede Familie ein Erlebnis bedeuten wird. „Das" diesjährige Weihnachtsbuch dürfte damit gefunden sein.

Rechtzeitig erinnert die Notiz im **Soennecken-Umlegkalender** zur Erledigung, sie beugt dadurch Unannehmlichkeiten und Verlusten vor. Ein Soennecken-Umlegkalender ist eine Notwendigkeit und Zierde für jeden Geschäfts- und Privat-Schreibtisch. Soenneckens Umlegkalender, die in vielen Ausführungen und Preislagen in einschlägigen Geschäften erhältlich sind, eignen sich vorzüglich zu Geschenkzwecken.

Wettbewerb des Königlich Preußischen Kriegsministeriums für Benzolvergaser

1. Aufgabe.

Vergaser für Kraftwagen sollen auf ihre Geeignetheit zum restlosen und wirtschaftlichen Vergasen von Benzol geprüft werden.

Die Prüfung besteht:

A) in einer Fahrprüfung;

B) in einer Prüfung auf dem Prüfstande.

Es sollen diejenigen Vergaser mit Preisen bedacht werden, die bei einfachster und dauerhaftester Bauart am sichersten, sparsamsten und geruchlosesten arbeiten, bei Kälte das leichteste Anspringen des Motors ermöglichen, schnell für Benzinbetrieb einstellbar sind.

Als Benzol wird gewöhnliches Winter-Handelsbenzol verwendet, das etwa 0,880 spezifisches Gewicht hat und den Bedingungen genügt, daß bis 100/ C mindestens 50% sieden, über 140/ C aber siedende Anteile nicht enthalten sein dürfen.

2. Teilnahme.

Die Vergaser brauchen nicht ausschließlich deutschen Ursprungs zu sein, jedoch muß die fabrikmäßige Herstellung in Deutschland gewährleistet sein.

Jeder Bewerber kann sich nur mit einem Vergasertyp für Personenkraftwagen und einem für Lastkraftwagen beteiligen.

3. Zeitpunkt.

Der Wettbewerb soll im Dezember 1913 beginnen. Der genaue Zeitpunkt wird nach erfolgter Anmeldung noch bekanntgegeben.

4. Anmeldung.

Die Anmeldung ist eingeschrieben mit der Aufschrift: „Wettbewerb für Benzolvergaser" an die Versuchs-Abteilung des Militär-Verkehrswesens, Berlin-Schöneberg, Siegfriedstr. 2, zu richten, die auch über sonstige Anfragen Auskunft gibt. Über Annahme von Nachmeldungen entscheidet das Preisgericht. (Die Frist ist bereits am 1. Nov. abgelaufen.)

Die Anmeldung hat zu enthalten:

eine maßstäbliche Zeichnung, die die einzelnen Teile des Vergasers genau angibt;

die Erklärung des Bewerbers, daß er sich den Bestimmungen des Wettbewerbs und dem Spruche des Preisgerichts endgültig unterwirft;

die Angabe des Verkaufspreises des Vergasers;

die Erklärung, daß der Bewerber auf jeglichen Entschädigungsanspruch aus dem Wettbewerb (auch im Falle von Beschädigungen der Vergaser und dergleichen) verzichtet.

Die Anmeldegebühr beträgt 500 M.; sie ist bei der Anmeldung bei der Kassenverwaltung der Versuchs-Abteilung des Militär-Verkehrswesens, Berlin-Schöneberg, Siegfriedstr. 2, gleichzeitig mit der Anmeldung zu hinterlegen. Anmeldungen ohne Erlegung der Gebühr sind ungültig.

Wird die Anmeldung zurückgezogen oder erscheint der Bewerber nicht rechtzeitig zum Wettbewerb, so verfällt die Hälfte der Anmeldegebühr.

5. Gang der Prüfungen.

A) Fahrprüfung.

Ein Vergaser ist vom Bewerber, in einen Personenkraftwagen eingebaut, zum Wettbewerb bereitzustellen. Ein zweiter, ganz gleicher Vergaser, leicht zerlegbar, ist an das Laboratorium der Versuchs-Abteilung des Militär-Verkehrswesens, Berlin-Schöneberg, General-Pape Straße, frachtfrei einzusenden.

Das ander Prüfung teilnehmende Fahrzeug muß ein mit 4 Zyl.-Ventil-Motor von 9,6 bis 9,99 Steuer-PS ausgerüsteter, offener amerikanischen Verdeck, Sportvorbau, betriebsfertiger Beleuchtungsanlage und Bereifung 820 × 120 sein. Es hat den Anforderungen der Verordnung über den Verkehr mit Kraftfahrzeugen vom 3. 2. 1910 zu genügen (Anbringung von Auspuffklappen verboten) und muß versteuert sein.

Seine motorische und sonstige Ausführung und Ausrüstung hat der gewöhnlichen Serienausführung völlig zu entsprechen. Der größtmöglichsten Gleichmäßigkeit halber sind Zündapparate gleicher Art, und zwar Boschmagnet Type ZR 4 (mit Zündmomentverstellung beliebiger Anordnung) und 4. neue Boschzündkerzen zu verwenden. Aus gleichem Grunde sind Schiebermotoren ausgeschlossen. Besondere Motoranlasser sowie Brennstoff-Einspritzvorrichtungen sind verboten. Vorrichtungen zur Anwärmung des Vergasers durch Auspuff und Kühlwasser sind gestattet.

Das Mindestgewicht des vollkommen ausgerüsteten und besetzten Wagens (1 Fahrer, 1 militärischer Begleitmann, 1 Kontrolleur und Gepäck) soll 1500 kg betragen. Mindergewicht wird durch Sandsäcke ergänzt.

Es darf nur ein Betriebsstoffbehälter von mindestens 80 l Fassungsvermögen vorhanden sein, der mit auf 2 l genau geeichter Benzinkontrolluhr und mit Libelle (Wasserwage) zu versehen ist.

Geschwindigkeitsmesser mit Kilometerzähler ist anzubringen.

Zur Beschleunigung des Ersatzes der Pneumatiks sind abnehmbare Räder oder Felgen erwünscht. 2 Gleitschutzketten (Errtee) sind mitzuführen.

Motorhaube, Betriebsstoffbehälter und Kühlerverschraubung müssen mit haltbaren Ösen zum Anlegen von Plomben versehen sein.

Klappen an der Haube sind verboten; zulässig sind außerhalb der Haube befindliche Öleinfüllungen sowie eine Schnurleitung oder dergleichen zum „Tippen" des Schwimmers.

Der Einbau eines Schmutzfängers in die Betriebsstoffleitung außerhalb der Haube wird empfohlen.

Den Personenkraftwagen mit Fahrer hat der Bewerber auf eigene Kosten, Gefahr und Haftung zu stellen; Betriebsstoffe und Öle stellt die Heeresleitung kostenlos.

Die Fahrprüfung ist eine etwa sechstägige und findet im wechselnden Gelände über eine Strecke von etwa 1300 km statt. Beginn und Ende Berlin.

Es werden festgestellt:

1. Benzolverbrauch;
2. Leistung und Regulierfähigkeit des Motors;
3. die Zeit, die der Motor benötigt, um angeworfen zu werden, nachdem er die Nacht im ungeheizten Schuppen unter Verschluß gestanden hat;
4. Maß der Geruchlosigkeit und Farblosigkeit des Auspuffes, Verrußung;
5. Zugänglichkeit der einzelnen Teile;
6. Schnelligkeit der Einstellung für Benzinbetrieb und der Benzinverbrauch an einem Fahrtage auf einer bereits im Benzolbetrieb befahrenen Strecke. (Es findet 0,720 bis 0,726er Benzin Verwendung).

Auf Verlangen muß der Wagenmotor nach erfolgter Fahrt in der Zeit bis zur endgültigen Entscheidung zu einer gegebenenfalls erforderlichen Untersuchung seiner Charakteristik und Leistung dem Preisgericht zur Verfügung gestellt werden.

B) Prüfung auf dem Prüfstande.

Die Prüfung erfolgt im Laboratorium für Kraftfahrzeuge der Technischen Hochschule Berlin. Betriebsstoffe und Öle stellt die Heeresverwaltung kostenlos.

Jeder Bewerber muß dem vorstehenden Laboratorium 2 Vergaser frachtfrei liefern, einen für einen 40 PS Lastwagenmotor, einen für einen 30 PS Personenwagenmotor. Die Versuche werden an diesen beiden Normalmotoren durchgeführt. Die Bewerber erhalten auf Verlangen durch Vermittlung der Versuchsabteilung des Militärverkehrswesens die Angaben über die Steuerung dieser Motoren und eine Zeichnung für den Anschluß des Vergasers sowie die Charakteristik der Motoren zur vorherigen Orientierung.

Für Montage und Einregulierung der Vergaser steht dem Bewerber der erste Versuchstag (für Vorversuche) zur Verfügung. Veränderungen am Vergaser sind bei der Montage nur so weit zulässig, als ihre praktische Brauchbarkeit nicht beeinträchtigt wird.

Die Bedienung der Motoren bei den Wettbewerbsversuchen erfolgt durch die Prüfstelle. Der Bewerber oder sein Vertreter ist bei der Anmeldung anzugeben.

Ermittelt werden:

1. Motornutzleistungen, Brennstoffverbrauch und thermischer Wirkungsgrad, Kühlwasserwärme, volumetrischer Wirkungsgrad, } im ganzen Drehzahlbereich.
2. Brennstoffverbrauch und thermischer Wirkungsgrad bei verschiedener Belastung und konstanter Drehzahl;
3. Brennstoffverbrauch im Leerlauf;
4. Andrehen des Motors und geringste Leerlaufdrehzahl;
5. Verhalten des Motors bei wechselnder Belastung und veränderlicher Geschwindigkeit.

Es steht der Prüfstelle frei, im Einverständnis mit dem Preisgericht die Prüfungen nach eigenem Ermessen zu erweitern.

6. Beschwerden.

Beschwerden sind schriftlich an den Vorsitzenden des Preisgerichts zu richten, dieser hat darüber endgültig zu entscheiden.

7. Entscheidung des Preisgerichts.

Das Preisgericht entscheidet auf Grund der Ergebnisse nach eigenem Ermessen.

8. Rückgabe der Vergaser.

Die Rückgabe der Vergaser erfolgt erst nach endgültiger Entscheidung des Preisgerichts. Entstehende Transportkosten trägt der Bewerber.

9. Preise.

An Preisen sind ausgesetzt: 1. Preis 10000 M., 2. Preis 5000 M., 3. Preis 3000 M., 4. Preis 2000 M.

Entspricht nach Urteil des Preisgerichts keiner der Vergaser völlig der Aufgabe des Wettbewerbes, so behält sich die Heeresverwaltung die Nichtverteilung des ersten Preises vor.

Bei Gleichwertigkeit mehrerer Vergaser kann das Preisgericht eine Teilung der Preise vornehmen.

Preisausschreiben. Der Verein Deutscher Eisenbahnverwaltungen erläßt ein Preisausschreiben im Gesamtbetrage von 30000 M. zur allgemeinen öffentlichen Bewerbung:

A. Erfindungen und Verbesserungen, die für das Eisenbahnwesen von erheblichem Nutzen sind und folgende Gegenstände betreffen:

I. die baulichen Einrichtungen und deren Unterhaltung. — II. den Bau und die Unterhaltung der Betriebsmittel — III. die Signal- und Telegrapheneinrichtungen, Stellwerke, Sicherheitsvorrichtungen und sonstigen mechanischen Einrichtungen — IV. den Betrieb und die Verwaltung der Eisenbahnen.

B. Hervorragende schriftstellerische Arbeiten aus dem Gebiete des Eisenbahnwesens.

Die Preise werden im Höchstbetrage von 7500 M. und im Mindestbetrage von 1500 M. verliehen.

Die Entscheidung über die Preisbewegungen erfolgt im Laufe des Jahres 1916.

Die Bedingungen für den Wettbewerb sind folgende:

1. Nur solche Erfindungen und Verbesserungen, die ihrer Ausführung nach, und nur solche schriftstellerischen Werke, die ihrem Erscheinen nach in die Zeit vom 1. April 1909 bis 31. März 1915 fallen, werden bei dem Wettbewerbe zugelassen.
2. Jede Erfindung oder Verbesserung muß, bevor sie zum Wettbewerb zugelassen werden kann, auf einer dem Verein Deutscher Eisenbahnverwaltungen angehörenden Eisenbahn ausgeführt und der Antrag auf Erteilung eines Preises durch diese Verwaltung unterstützt sein. Gesuche zur Begutachtung oder Erprobung von Erfindungen oder Verbesserungen sind nicht an die geschäftsführende Verwaltung des Vereins, sondern unmittelbar an eine dem Verein angehörende Eisenbahnverwaltung zu richten.
3. Preise werden für Erfindungen und Verbesserungen nur dem Erfinder, nicht aber dem zuerkannt, der die Erfindung oder Verbesserung zum Zwecke der Verwertung erworben hat, und für schriftstellerische Arbeiten nur dem eigentlichen Verfasser, nicht aber dem Herausgeber eines Sammelwerks.
4. Die Bewerbungen müssen die Erfindung oder Verbesserung durch Beschreibung, Zeichnung, Modelle usw. so erläutern, daß über die Beschaffenheit, Ausführbarkeit und Wirksamkeit der Erfindungen oder Verbesserungen ein sicheres Urteil gefällt werden kann.
5. Die Zuerkennung eines Preises schließt die Ausnutzung oder Nachsuchung eines Patents durch den Erfinder nicht aus. Jeder Bewerber um einen der ausgeschriebenen Preise ist jedoch verpflichtet, die aus dem erworbenen Patente etwa herzuleitenden Bedingungen anzugeben, die er für die Anwendung der Erfindungen oder Verbesserungen durch die Vereinsverwaltungen beansprucht.
6. Der Verein hat das Recht, die mit einem Preise bedachten Erfindungen oder Verbesserungen zu veröffentlichen.
7. Die schriftstellerischen Werke, für die ein Preis beansprucht wird, müssen den Bewerbungen in zwei Druckexemplaren beigefügt sein, die zur Verfügung des Vereins bleiben.

In den Bewerbungen muß der Nachweis erbracht werden, daß die Erfindungen und Verbesserungen ihrer Ausführung nach, die schriftstellerischen Werke ihrem Erscheinen nach derjenigen Zeit angehören, welche der Wettbewerb umfaßt.

Die Prüfung der eingegangenen Anträge auf Zuerkennung eines Preises sowie die Entscheidung darüber, an welche Bewerber und in welcher Höhe Preise zu erteilen sind, erfolgen durch den vom Verein Deutscher Eisenbahnverwaltungen eingesetzten Preisausschuß.

Ohne die Preisbewerbung wegen anderer Erfindungen und Verbesserungen im Eisenbahnwesen einzuschränken, und ohne anderseits den Preisausschuß in seinen Entscheidungen zu binden, wird die Bearbeitung folgender Aufgaben als erwünscht bezeichnet:

1. Motordräsine bis zu 40 km Stundengeschwindigkeit, die von zwei Männern auf Überwegen oder an sonst geeigneter Stelle ausgesetzt werden kann, zur Beförderung von 3 bis 4 Personen eingerichtet und für ungünstige Witterungsverhältnisse mit verschließbarem Verdeck versehen ist.
2. Vereinfachung des Vorgangs bei der Verkehrsteilung und der Ermittlung der Anteile aus den Frachtsätzen sowie bei der Verrechnung und Abrechnung der Einnahmen aus dem Güterverkehr.
3. Vergleich des Ein- und Zweiachsenantriebs von Vierzylinderlokomotiven in Hinsicht der baulichen und dynamischen Verhältnisse mit besonderer Berücksichtigung der Beanspruchung der Kurbelachsen.
4. Kritische Abhandlung über die Drehgestelle der Wagen in schnellfahrenden Zügen und ihren Einfluß auf den Gang der Wagen.
5. Vorrichtung zum schnellen Verbinden und Lösen der Faltenbälge zwischen Durchgangswagen.
6. Einfache Vorrichtung, mit der Eisenbahnschienen vom Eisenbahnwagen, insbesondere auch auf freier Strecke sicher und schnell abgeladen werden können.
7. Ein Meßapparat zur Bestimmung der in den Schienen unter den Betriebslasten auftretenden Spannungen.
8. Mechanische Einrichtung zum schnellen Ein- und Ausladen der Gepäckstücke und Postpakete.
9. Methoden oder Hilfsmittel, um bei langen Zügen (Güterzügen) die vorschriftsmäßige Durchführung der Bremsprobe bei durchgehenden Bremsen in kürzester Zeit zu sichern.
10. Kritische Darstellung der mechanischen Umschlagsvorrichtungen für die Entladung von Kohlen und anderen Massenartikeln aus Eisenbahnwagen in Wasserfahrzeuge.

Die Bewerbungen müssen während des Zeitraums vom 1. Oktober 1914 bis 15. April 1915 postfrei an die Geschäftsführende Verwaltung des Vereins Deutscher Eisenbahnverwaltungen, Berlin W. 9, eingereicht werden.

Das **Friedrichs-Polytechnikum zu Cöthen** in Anh. ist eine akademisch-technische Lehranstalt, welche als Vorbildung das Reifezeugnis einer Realschule oder die auf einer anderen Schule erworbene wissenschaftliche Befähigung zum einjährig-freiwilligen Militärdienst verlangt. — Da der Eintritt in die Anstalt erst nach zurückgelegtem 18. Lebensjahre gestattet wird, so ist es zweckmäßig, die Zeit nach Erlangung der Einjährigen-Berechtigung bis zum vollendeten 18. Jahr zu einer mindestens einjährigen praktischen Betätigung in einer Fabrik oder in einer industriellen Anlage oder zur Erfüllung der militärischen Pflichten zu benutzen. Das Studium dauert sieben Semester und gewährt eine harmonisch abgeschlossene Ausbildung als Ingenieur.

Beilagen der vorliegenden Nummer:

Die **Verlagsbuchhandlung Dr. Max Jänecke, Leipzig,** Hospitalstrasse 10 verbreitet in der heutigen Nummer eine Beilage über eine Auswahl gangbarer technischer Verlagswerke. Es sind darunter mehrere bemerkenswerte Bücher, die soeben erschienen sind wie „Die Verbrennungsmaschinen" von Hans Neumann, zweite Auflage, „Die Bearbeitung der Metalle in Maschinenfabriken" von Dipl.-Ing. Preger, „Werkzeuge und Werkzeugkraftmaschinen" von demselben Verfasser, beide Bücher in zweiter Auflage. Es dürfte sich empfehlen, den reichhaltigen Prospekt für Bedarfsfälle aufzubewahren.

Die Firma **Münckner & Co., Maschinenfabrik, Bautzen i. Sa.** empfiehlt einen **Apparat für mechanische Rostbeschickung D.R.P.** Dieselben sind für alle Kesselsysteme und industrielle Feuerungsanlagen jeder Art geeignet. Sie garantieren erhöhte Leistung bei sauberem Betrieb, Erleichterung der Bedienung und weiter eine Ersparnis an Löhnen. Alle in der Praxis gebräuchlichen Brennmaterialien werden dabei wirtschaftlich verwertet. Von diesen Apparaten sind bereits 6000 Stück geliefert worden und im Betrieb. Die Apparate können in vorhandene Anlagen leicht eingebaut werden.

Die Firma **Julius Pintsch, Aktiengesellschaft Frankfurt a. Main** bringt einen **Zentrifugalöler System Stumm-Pintsch** auf den Markt. Dieser Apparat besteht aus Messing und einer glashellen Celluloid-Röhre, er wird zum Ölen von losen Riemenscheiben, Leitrollen, Vorgelegen usw. verwendet. Durch eine Regulierschraube wird die Ölabgabe genau eingestellt. Die Konstruktion ist äußerst einfach und die Arbeitsweise eine außerordentlich sichere. Wenn der Apparat in rotierende Bewegung gesetzt wird, so beginnt die Schmierung, im Ruhestand hört dieselbe auf. Dem Prospekt ist eine Preisskala beigefügt und zwar schwanken die Preise zwischen M. 4.25 und M. 5.— pro Stück.

Zur Arbeitsvereinfachung im Büro sind die Fabrikate der bekannten Firma F. Soennecken, Bonn, unentbehrlich, die in dem beiliegenden Prospekt ihre Erzeugnisse in übersichtlicher Weise zusammengestellt hat. Der Prospekt verdient daher die besondere Aufmerksamkeit unserer Leser, da er nicht nur schätzenswerte Anregungen gibt, sondern auch einen zuverlässigen Ratgeber für den Einkauf darstellt.

Vereinigte Maschinenfabriken Rüsch-Ganahl Aktiengesellschaft, Dornbirn-Österreich, empfehlen einen elektrischen Widerstandsregulator für elektrische Anlagen mit Wasserkraftbetrieb. Der Apparat ist zum Patent angemeldet. Derselbe sichert ein stoß- und funkenfreies Arbeiten. Die Vorzüge der Konstruktion sind in kurzen Umrissen folgende: geringste Tourenschwankung, gleichbleibende Belastung von Turbine und Generator unabhängig von Schwankungen im äußeren Netz, minimale Leerlaufsarbeit, Schonung der Anlage, ein Regulator genügt für beliebig viel Aggregate, Anbringen ohne Umbau, Druckregler, Synchronauslässe, Blitzschutzapparate fallen fort.

Der heutigen Nummer liegt ein Prospekt der Firma **Deutsche Oxhydric G. m. b. H.** in **Düsseldorf-Eller** bei, enthaltend eine Empfehlung des Autogenen Schneidverfahrens D.R.P. — Als gelungenes Beispiel für die vielseitige Verwendbarkeit der Apparate veranschaulicht die Illustration der Beilage das Ausschneiden von Bullaugen beim Bau des Dampfers Imperator. Ausführliche Prospekte und Angebote versendet die Firma bereitwilligst auf Anfrage.

Leipziger Naxos-Schmirgelscheiben-Fabrik Carl Hinné, Böhlitz-Ehrenberg-Leipzig. Eine beachtenswerte Neuheit bringt die obengenannte Firma auf den Markt: **Hinnés kombinierten Abdreh-Diamant-Ersatz** D.R.P. Das Werkzeug dient zum Abrichten von Schleifscheiben aller Art und ersetzt den teuren Diamanten vollständig. Die Handhabung ist äußerst einfach, da das Werkzeug, wie aus den Illustrationen im Prospekt ersichtlich, ohne jede Vorübung angewendet werden kann. Die Preise sind billig und schwanken je nach Ausführung zwischen 10 und 13 Mark.

Es liegt ferner ein Prospekt der Firma **Wilhelm Ruppmann, Stuttgart** über moderne Ofenanlagen für die Eisen-, Stahl- und Metallindustrie bei.

M. KRAYN, BERLIN W. 57, Verlagsbuchhandlung für technische Literatur

Soeben erschienen:

Der Dieselmythus

Quellenmäßige Geschichte der Entstehung des heutigen Ölmotors

von J. LÜDERS, früher Professor an der Kgl. technischen Hochschule zu Aachen

Umfang 236 Seiten. Mit zwölf Figuren im Text

Preis 4,50 Mk.

Zu beziehen durch alle Buchhandlungen oder direkt vom Verlag

Berichtigung.

Geehrte Schriftleitung!

Die in der Berichtigung Heft 22/1913 Deutscher Werkzeugmaschinenbau seitens der Firma C. L. P. Fleck Soehne, Berlin gemachten Einwürfe betreffs der in Heft 21/1913 (S. 232 bis 233) entwickelten Formeln und Folgerungen zur Durchbildung der Befestigung eines Kreissägenblattes sind nicht zutreffend, obwohl sie eines Wertes nicht entbehren.

Das von mir herangezogene Beispiel gilt für den Entwurf einer Befestigung, wobei der benutzte Weg einer rechnerischen Ermittlung aus dem „Schnittwiderstand" ebenso richtig sein dürfte, als die von Fleck gebrauchte Art der Errechnung aus der „Leistung".

Der Unterschied in den Zahlenwerten erklärt sich, daß das angenommene System einem Kraftbedarf von maximal rd. 150 PS entspricht, wogegen die Flecksche Kreissäge nur etwa 15 PS Maximalkraftbedarf vorsieht, also eine zehnmal kleinere Maschine darstellt. Werden die in den „Richtlinien" angenommenen Bedingungen entsprechend dem angeführten Unterschiede im Kraftbedarf abgeändert, z. B. die angenommene Holzhöhe = 350 mm um den zehnten Teil verringert, so erbringen die von mir benutzten Ansätze:

$$P = \frac{12 \cdot 3 \cdot 35}{60} = \frac{1260}{60} = 21 \text{ kg},$$

d. i. die am Rande der Befestigungsscheiben auftretende Kraft:

$$\frac{900}{140} \cdot 21 = 135 \text{ kg}$$

und wenn u = 0,1, ist der von der Schraube aufzunehmende Druck:

$$135 : 0{,}1 = 1350 \text{ kg},$$

welcher Wert dem Fleckschen Ergebnis ziemlich nahe kommt — oder, wird der in der Berichtigung von Fleck benutzte Errechnungsgang dahin abgeändert, daß ein zehnfach erhöhter Maximalkraftbedarf in Ansatz kommt, also N = rd. 150 PS ist, so ergibt sich:

$$N = 150 \text{ PS},$$
$$V = 54{,}5 \text{ m},$$

und da $N = \frac{P \cdot V}{75}$ ist, so wird die Umfangskraft P:

$$P_1 = \frac{N \cdot 75}{V}$$

und demnach:

$$P_1 = \frac{150 \cdot 75}{54{,}5} = 206{,}4 \text{ kg},$$

also schließlich:

$$P_1 = \frac{206{,}4 \cdot 450}{70 \cdot 0{,}1} = 13265 \text{ kg},$$

welches Ergebnis wiederum sich nahezu mit dem von mir zuerst errechneten, deckt.

Hieraus folgert, daß bei Berücksichtigung gleicher Verhältnisse beide Rechnungsarten zum gleichen Ziele führen, nur daß die in der Berichtigung durchgeführte Errechnung von einer bereits ausgeführten Kreissägen-Konstruktion ausgeht und mit einer bestimmten Leistungsgröße rechnet, dagegen das in den Richtlinien benutzte Ermittlungsverfahren für den Entwurf einer Spezial-Kreissäge gilt, bei welcher noch der extreme Fall angenommen war, daß die Durchschneidung einer Holzhöhe von nahezu 0,8 des Halbmessers des Kreissägenblattes verlangt ist.

In meinen Ausführungen betonte ich: Die angeführten Beispiele zeigten die wesentlichsten Punkte, welche bei dem Entwurf einer Säge — zu beachten bleiben — zur konstruktiven Durchbildung der Befestigung für das Kreissägenblatt bedarf es immer der rechnerischen Ermittlung jener Faktoren, die bei der Arbeitsleistung des Sägenblattes auf dieses einwirken.

R. Sproecke.

Einige Unstimmigkeiten in dem Berechnungsgang für den Arbeitsbedarf von Kreissägen (s. Heft 22/1913, S. 242 bis 243) sind noch abzuändern und zwar:

Seite 242, 2. Spalte u. ff.

Die Nutzarbeit wiederum ist nach dem Ansatz:

$$N_1 = \frac{s \cdot F}{1000\,v} \text{ Pferdestärken.}$$

Nimmt man v = 0,014 bei harten Hölzern und v = 0,028 cbm bei weichen Hölzern, so ergibt sich für N bei

harten Hölzern: $N = \frac{u \cdot D}{8 \cdot 10^5} + \frac{s \cdot F}{14}$

oder

weichen Hölzern: $N = \frac{u \cdot D}{8 \cdot 10^5} + \frac{s \cdot F}{28}$.

Wird in den vorstehenden Formeln u durch n (n = minutliche Umdrehungszahl) und s durch b (b = Schnittweite) ersetzt, so erhält man den Arbeitsbedarf aus:

$$N = \frac{n \cdot D}{800} + \frac{b \cdot F}{14 \text{ bis } 28}.$$

Dann heißt es in der Formel für die Nutzarbeit:

$$N_1 = \frac{4 \cdot 16}{1000 \cdot 14} = \text{rd. } 4{,}571 \text{ PS}$$

für harte harte Hölzer und

$$N_1 = \frac{4 \cdot 16}{1000 \cdot 28} = \text{rd. } 2{,}29 \text{ PS}$$

für weiche Hölzer.

Pumpen u. Kompressoren

Ventilatoren

Exhaustoren

Windmotoren

Pläne und Konstruktions-zeichnungen von Maschinen

u. s. w.

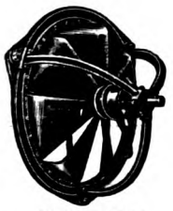
Mappe VII. Preis 8 Mark.

Enthaltend 40 Tafeln.

Zu beziehen durch alle Buchhandlungen, sowie direkt durch:

Uhlands techn. Verlag, Leipzig

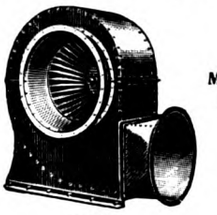
BLACKMAN



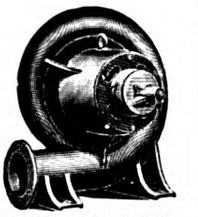
VENTILATION UND TROCKNEN

VENTILATOREN FÜR

ENTSTAUBUNG UND ENTNEBELUNG



MECHANISCHEN KESSEL-ZUG



BLACKMAN VENTILATOR

DOPPEL-BLACKMAN VENTILATOR

KEITH VENTILATOR

KEITH BLACKMAN HOCHDRUCK-GEBLÄSE

VERKAUFSSTELLEN:

Berlin: James W. Blackburn, Motzstraße 75, W. 30. — **Dortmund: Julius Lauten**, Postfach 139. — **Düsseldorf: Gerhard Hartmann**, Ludwig Loewe Haus. — **Leipzig-Lindenau: Jacob & Becker**, Thüringerstraße 15—17. — **Luxemburg: A. Hillebrand-Schrikker**, Civil-Ingenieur, Kohlenstraße. — **Mülhausen i. Elsaß: J. Tenthorey**, Züricherstr. 2. — **München: Julius Spohn**, Liebigstraße 28. — **Wien: Oscar Kramer**, I, Rudolfsplatz 6. — **Budapest VII: Ungarische Lüftungswerke**, Arena-út 80.

F. u. S.-Kugellager

Einfache Montage **Grösste Betriebssicherheit**

werden bevorzugt bei:

Dampfmaschinen, Turbinen, Ventilatoren, Kraftmaschinen, Elektromotoren, Transmissionen, Werkzeugmaschinen, Transportgeräten, Feuerlöschgeräten, Hebezeugen, Textilmaschinen, landwirtschaftlichen Maschinen, Holzbearbeitungsmaschinen, Luftfahrzeugen, Zentrifugen, im Schiffbau, Fahrradbau etc.

Schweinfurter Präcisions-Kugel-Lager-Werke

ca. 4000 Angestellte **Fichtel & Sachs, Schweinfurt a. M.** **Höchste Auszeichnungen**

Grösste und älteste Kugellager-Spezialfabrik der Welt.

Maschinen-Fabrik Sürth G.m. b. H.

Sürth am Rhein bei Cöln

Hoch- Mittel- Niederdruck- Kompressoren

für Luft sowie alle anderen Gase in allen Grössen und für alle Leistungen

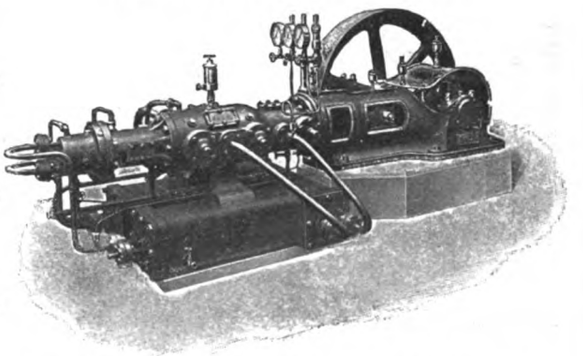
Anlagen zur Komprimierung und Verflüssigung von: Ammoniak, Chlor, schwefliger Säure, Wasserstoff u. s. w.

Sauerstoff **Eis- u. Kühlmaschinen**

Gewinnungs- u. Kompressionsanlagen. **nach dem Co_2 u. NH_3-System.**

Stahlflaschen-Ventile. **Stahlflaschen.** **Hochdruckarmaturen.**

Weltausstellung Brüssel 1910: Grand Prix et Diplôm d'Honneur.

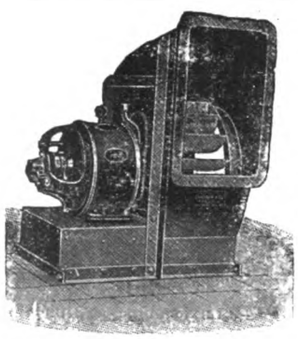


3stufiger Hochdruck Luft-Kompressor für 200 Atm. Betr.-Druck.

Luftkompressoren
Speisepumpen
Wasserpumpen
Wasserreiniger

A. L. G. Dehne A.-G.

Maschinenfabrik
Halle a. S.



Ventilatoren
Ventilations-
Luftheizungs-
Entstaubungs-
Schmiedefeuer-
anlagen

bei geringstem Kraftbedarf
unter Garantie

Danneberg & Co., G.m. b.H., Berlin O.

Frankfurter Allee 60

Spezialfabrik für Heizungs- u. Entstaubungsanlagen

Klinger's Neueste

asbestverpackte, stopfbüchsenlose

Patent-Hahnköpfe

kombinierte mit Klinger's **Reflexions-Wasserstands-Anzeiger** bieten **unbegrenzte Haltbarkeit** und entsprechen allen Anforderungen, die man an eine Kesselarmatur zu stellen vermag.

Original Klinger-Fabrikate
tragen diese
Schutz- (R K) **Marke.**

KLINGERIT

anerkannt einzig beste Dichtung
für höchsten Dampfdruck
und überhitzten Dampf usw.
Klingerit wird dort empfohlen, wo noch keine Dichtung entsprochen hat!

KLINGERIT

Dichtungsplatten, Ringe und Fassonstücke sind nur dann echt.
wenn sie **auf einer Seite** über di **ganze Fläche** mit

der registr. Schutzmarke *„Klingerit"* versehen sind.

Rich. Klinger, G.m. b. H. Gumpoldskirchen Wien.

Zwickauer Maschinenfabrik
Aktiengesellschaft
Zwickau i. Sa.

baut als Spezialitäten:

Luftkompressoren

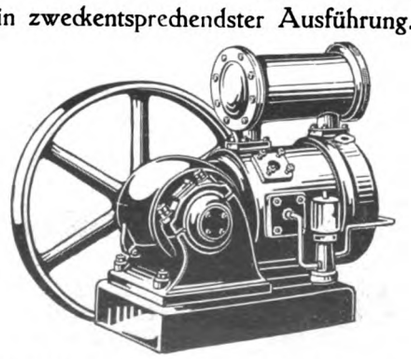
Pressluftpumpen

und

Zentrifugalpumpen

in zweckentsprechendster Ausführung.

Normale Größen meist ab Lager lieferbar.



Verlangen Sie Prospekte und Angebote.

Letzte Jahreslieferung rund 600 Kompressoren.

Klein, Schanzlin & Becker

Frankenthal (Pfalz) Personal: 1700

Benoid-Gaserzeuger

D. R. P.

Automat. Gaserzeuger für alle Antriebsarten

verschafft selbst den entlegensten Fabriken etc.

Leucht-, Heiz- u. Kraftgas.

Thiem & Töwe, Maschinenfabrik
Halle a. S. 23.

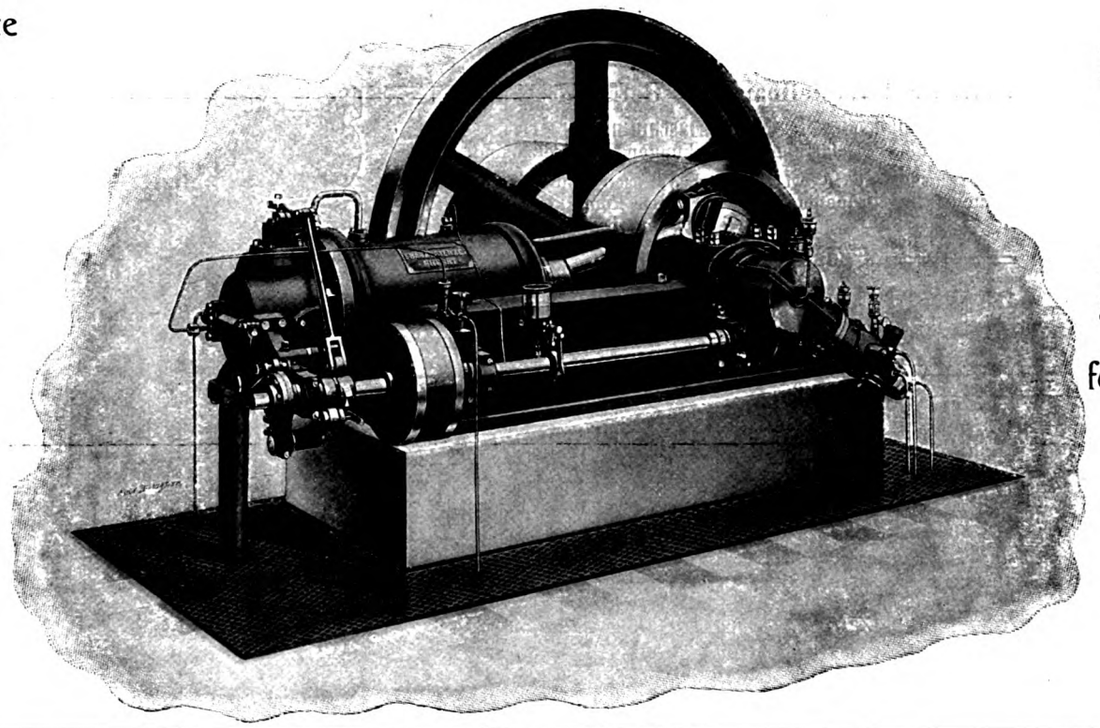
Erfurter Maschinenfabrik Franz Beyer & Co., Erfurt

EMF-Rohölmotoren

(Dieselmotoren)

Vollendete Ausführung

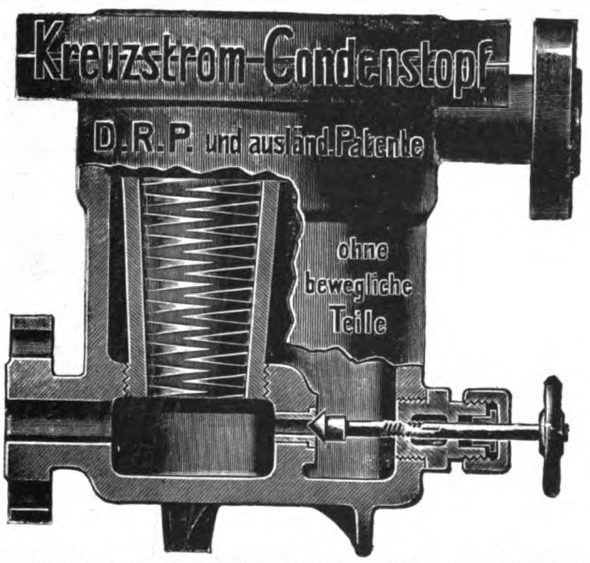
Sparsamer Betrieb



Stete Betriebsbereitschaft

Absolut gefahrlos und feuersicher

Über 100000 im Betrieb.



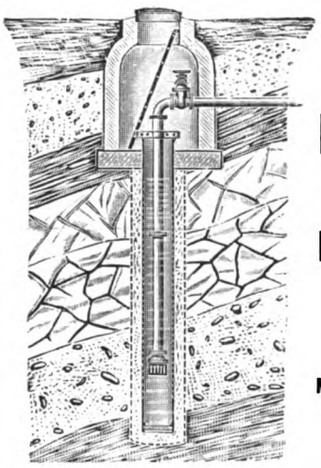
Bester Condenswasserableiter für Hoch-, Mittel- u. Niederdruck.

Kreuzstromwerk G. m. b. H., Hagen i. W. 8.

BOPP & REUTHER

Armaturen-, Pumpen- u. Wassermesser-Fabrik

MANNHEIM -WALDHOF



Wasserbeschaffung

durch Tiefbohrungen

Rohrbrunnen

eigenen Systems

Mehr als 4500 Anl. ausgeführt

40jährige Erfahrungen

W. F. L. Beth, Lübeck

Spezialfabrik für

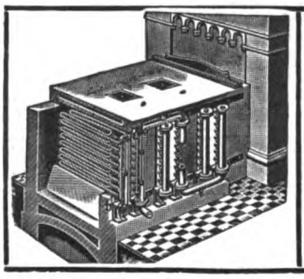
industrielle Entstaubungs- u. Staubsammel-Anlagen

mit

„Beth"-Filtern u. „Beth"-Exhaustoren, Trocken-Anlagen, Transport-Anlagen, Anlagen für künstlichen Zug.

Letzte Auszeichnungen:

Mailand 1906: 2 goldene Medaillen.
Budapest 1907: goldene Staatsmedaille.
Turin 1911: Grosser Preis.
Dresden 1911: Goldene Medaille abgelehnt.



M. R. Schulz, G. m. b. H.,

Braunschweig

Neu- und Umbau von Kesselanlagen
Ueberhitzer D. R. P. und Auslandspatente

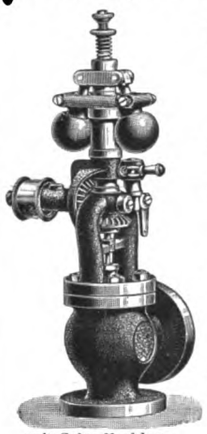
Economiser D. R. P.

kombiniert mit Flugaschefänger, einzelne Rohre herausnehmbar. Konkurrenzlos höchster Nutzeffekt. Wärmeaufnahme bedeutend höher wie die des gußeisernen Economisers.

Anlagen für ca. 70000 qm Kesselheizfläche. Feinste Zeugnisse über 6 bis 7 Jahre bei Tag und Nacht im Betrieb befindliche Apparate.

Präzisions-Feder-Regulator auf Drosselventil

mit und ohne Schnellschlussabsperrung.



mit Schnellschluss-absperrung

Ausgezeichneter Geschwindigkeits- und Sicherheits-Regler
für kleine und mittlere Dampfmaschinen.

Grosse Dauerhaftigkeit, leichte Beweglichkeit,
da auf Kugellagern gelagert.

Ohne Bolzendruck in den Scharnieren. Geräuschloser Gang.
Bei Anwendung für Heissdampf bestehen die Innenteile aus Reinnickel.

Tourenzahl verstellbar. ○ Gefälliges Äussere.

Geeignetster Regler für Maschinen aller Art,
die grossen Belastungsschwankungen ausgesetzt sind.

Die Drosselventile werden auf Wunsch mit besonderen, einfachst angeordneten Absperrventilen kombiniert geliefert. Ausführung von 30 bis 100 mm Lichtweite.

Prospekte auf Wunsch.

ohne Schnellschluss-absperrung

Schäffer & Budenberg, G.m.b.H., Magdeburg-B.

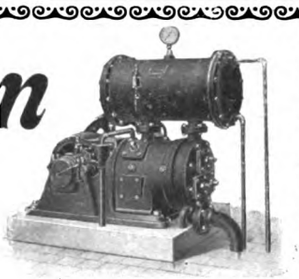
Metallschläuche

geeignet für

Gebr. Jacob, Zwickau i. S. 46.
Zwickauer Metallschlauchfabrik.

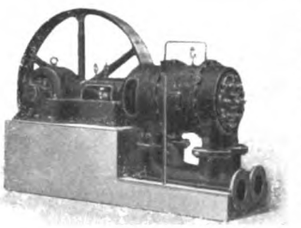
Kompressoren

ein- und mehrstufig, modernster Bauart, solidester Ausführung.



Masselose Ventile. Vakuumpumpen,
Entstaubungs-, Pressluft-Anlagen

Lebensdauer und Leistungsfähigkeit unserer Fabrikate unerreicht.



Berlin-Sächsische Maschinenfabrik u. Eisengiesserei, G. m. b. H., Schlottwitz

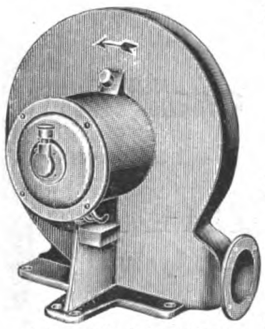
Abteilung U *(Bezirk Dresden).*

Rohen und bearbeiteten Guss, Entöler

für Dampf u. Pressluft

Prinz Carlshütte
Eisengiesserei u. Maschinenbau A. G.
Rothenburg/Saale

G. Meidinger & Cie., Basel



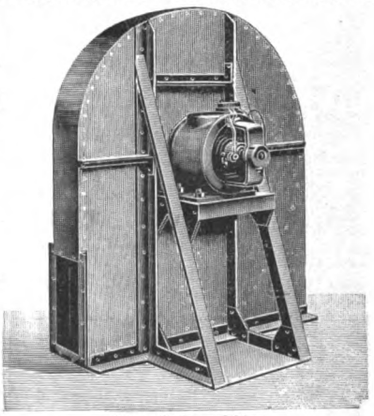
elektr. Schmiedeventilator

Spezialfabrik für **Elektromotoren** und

Centrifugal-Ventilatoren

für alle Zwecke der Industrie
mit garantiertem äusserst geringem Kraftverbrauch

Schmiedeventilatoren, Schmelzgebläse, Kupolofengebläse, Unterwindgebläse, Saugzug-, Entstaubungs-, Trocknungs-, Lüftungs-Anlagen und Luftfilter



Kupolofengebläse

D. R. G. M.

M. Kramer,

Armaturenfabrik,
Leipzig-Pl.
Nonnenstr. 25/28.

Reflexions-Wasserstands-Schaugläser
mit Metalldichtung.
Keine Stopfbüchsen, keine Gummiringe. Spielend leicht einzusetzen.
Prospekt u. Katalog gratis.
Von Gewerbe-Insp. wärmst. empfohlen.

Diezmann & Co.,

Gautzsch 7 bei Leipzig.
Metallwarenfabrik.

Stauffer-Büchsen
als Spezialität
billig, schnell und gut.

EIS-MASCHINEN, KÜHLANLAGEN, GEFRIERANLAGEN,

SYSTEM QUIRI-RAU

QUIRI & Co G.m.b.H.

MASCHINENFABRIK
SCHILTIGHEIM BEI STRASSBURG (ELSASS)

Klein-Kompressoren

eigen. geschütztes System
in erstklass. Ausführung liefert
Maschinenfabrik
M. A. Hörig, Leipzig-Li.
Lützner Strasse 27.

Pläne und Konstruktionszeichnungen aus dem „Praktischen Maschinen-Konstrukteur"
21 Sammelmappen

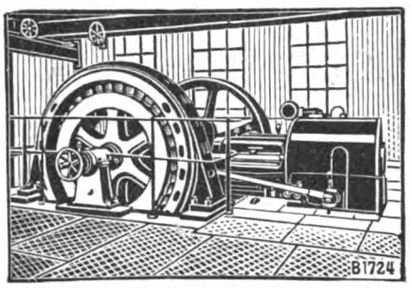
Hebezeuge und Transportvorrichtungen

Mappe X, enthaltend 49 Konstruktionstafeln, **Preis 11 Mark**

Zu beziehen durch alle Buchhandlungen, sowie direkt durch:

Uhlands technischer Verlag, Leipzig

Jahresproduktion über 2000 Lokomobilen.



LANZ'sche Heißdampf-Ventil-Lokomobile mit direkt gekuppelter Dynamo.

HEINRICH LANZ MANNHEIM

Lokomobilen mit Ventilsteuerung

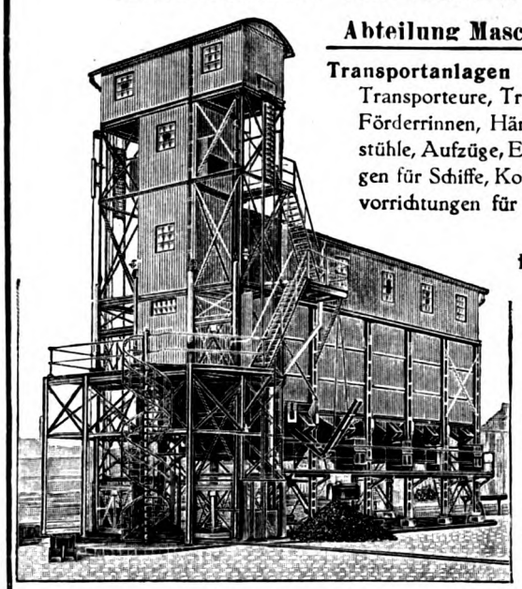
„SYSTEM LENTZ"

Für Heißdampf bestgeeignete Betriebsmaschine.

Einfache Bedienung. Leistungen bis 1000 PS. Größte Ökonomie.

Bromberger Maschinenbau-Anstalt G. m. b. H.

Prinzenthal bei Bromberg



Abteilung Maschinenfabrik

Transportanlagen wie Elevatoren, Transporteure, Transportschnecken, Förderrinnen, Hängebahnen, Fahrstühle, Aufzüge, Entladevorrichtungen für Schiffe, Kohlenbeschickungsvorrichtungen für Kesselhäuser.

Hartzerkleinerungs-Maschinen wie Steinbrecher, Gips- u. Kalkbrecher, Kohlen- u. Kokebrecher, Aufbereitungsanlagen, Sortiervorrichtungen für gebrochenes Gut und mehr.

Moderne Transmissionsanlagen

Einrichtungen für Zucker- und chemische Fabriken

Abteilung für Eisenkonstruktion und Blechschmiede

Fördergerüste in Eisenkonstruktion, Gebäude in Eisenfachwerk, eiserne Dächer, Fördergefäße, Behälter in Blechkonstruktion u. alle sonstigen Arbeiten.

Entwürfe u. Übernahme von Gesamtanlagen jeder Art u. jeder Grösse.
Ingenieurbesuch kostenlos.

Deutsch-Luxemburgische Bergwerks- und Hütten-Aktien-Gesellschaft

Abteilung: Dortmunder Union, Dortmund

liefert u. A.:

Stahlformguss- und Schmiedestücke

in Stahl jeder gewünschten Qualität und vorzüglichster Ausführung: Maschinen- und Schiffbauteile aller Art bis zu den höchsten Gewichten: glatte und Kurbelwellen, Ruderrahmen und Steven, Schiffsschrauben, Kreuzköpfe, Turbinenteile, Zahn- und Ketten-Räder, sowie Kammwalzen mit geschnittenen Zähnen, Presszylinder, Glühtöpfe etc.

Radsätze und deren Teile:

Achsen, Radreifen, Radsterne und Radscheiben.

Trag- und Spiral-Federn,

für Lokomotiven, Tender und Wagen, den höchsten Anforderungen genügend.

Den Interessenten **möchten wir kennen**

lernen, der gerade ein Fahrrad, eine Nähmaschine oder sonstige Zubehör- und Ersatzteile hierzu gebraucht. Vollwertige Fabrikate in jeder Preislage. Fahrräder m. Ringlager, Nähmaschinen aller Systeme, auch Bobbins. Zubehörteile wie Reifen, Laternen, Glocken, Pedale, Ketten, Sättel, Flickzeug usw. in grösst. Ausw. Prachtkatalog auf Anfr. Händler ges.

Deutsche Fahrradwerke Sturmvogel, Gebr. Grüttner,
Berlin-Halensee 318.

Verelfa ges. geach.

Vereinigte Elektrochemische Fabriken
Dr. Oskar Hahn, Markranstädt 12 i.S.

Dynamos
Elektromotoren
Galvanische Anlagen

Tiegel-Temperguss, Temperstahlguss, Tiegel-Hartguss, pa. weichen Maschinen-Grauguss

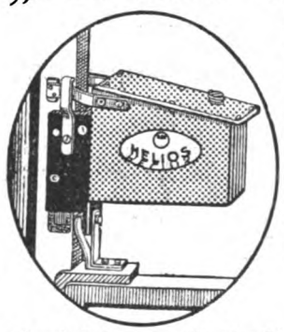
in hervorragend guter Qualität, nach einzusendenden Modellen, Mustern oder Zeichnungen. Modernst eingerichtete Formmaschinen-Anlage und Spezial-Einrichtungen für Massenartikel. Modellgerechte Lieferung in kürzester Zeit. Reinigung mittels Sandstrahls. Übernahme einfacherer Bearbeitung des Gusses.

Spezialität:

Automobil- und Maschinenteile in extra dichtem und zähem Material für stärkste Beanspruchungen.

Vogelsanger Eisengiesserei und Maschinenfabrik, G. m. b. H., Vogelsang i. Westf.

„HELIOS"-Schienenschmierautomat



für Fahrstuhl-, Paternoster- u. sonstige Förderanlagen.

- Einfache Konstruktion.
- Leichte Montage.
- Keine Betriebsunterbrechung zur Schmierung.
- Schmutzfrei.
- Beseitigung der lebensgefährlichen Handschmierung.

Prospekt P. kostenlos.

Vertriebsgesellschaft automat. Schmierapparate „HELIOS" G. m. b. H., Berlin W. 9, Potsdamerstr. 1.

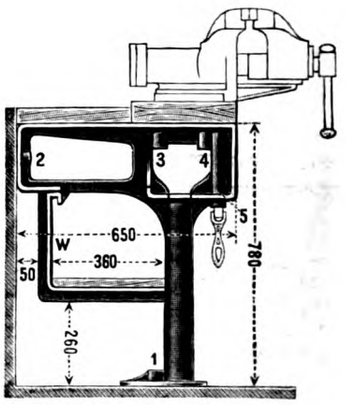
Pyrometer,

Robuste Werkstatt-Typen, rasch und genau anzeigend. Bis 1400° ❖ Billiger Preis

ERNST BERNHEIM
DÜSSELDORF

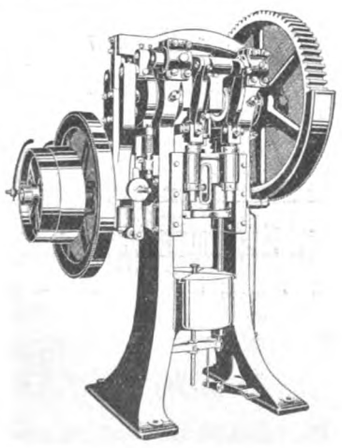
Eiserne

Werkbankfüsse



Bei Bedarf verlange man unser Angebot

Meier & Weichelt, Eisengiess., Eisenw.-Fabrik, Leipzig-Lindenau



Zwickauer Maschinenfabrik

Akt.-Ges.

Niederschlema i. Sa. 4.

Blech-und Metall-Bearbeitungsmaschinen

verschiedenster Art und Größe in zweckentsprechendster, hochmoderner Ausführung, in Leistungsfähigkeit und Ausdauer nicht zu übertreffen, gängige Typen in kürzester Zeit lieferbar, äußerst günstige Preise.

Man verlange unsere Drucksachen. ▭ Offerten frei und unverbindlich.

Triebwerke und Armaturen

Eine Sammlung von Plänen und Konstruktionszeichnungen aus dem **„Praktischen Maschinen-Konstrukteur“.**

Mappe XI, enthaltend 28 Konstruktions-Tafeln.

Preis 6 Mark.

Normalkonstruktionen von

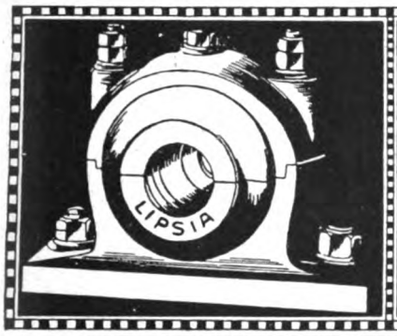
Maschinenelementen, Triebwerken und Armaturen.

Herausgegeben von **W. H. Uhland,** mit Tabellen, welche alle wichtigen Abmessungen enthalten. — An Technischen Lehranstalten als Zeichenvorlagen, sowie beim Konstruieren als Unterlagen eingeführt.

Teil I, **Triebwerke.** 98 Tafeln, **Preis 12 Mark.**

Teil II, **Rohre und Armaturen, Maschinenteile.** 102 Tafeln. **Preis 12 Mark.**

Zu beziehen durch alle Buchhandlungen sowie direkt durch: **Uhlands technischer Verlag, Leipzig**



Gebr. Wetzel Leipzig

Kugellager · Wellen · Kupplungen

Transmissionen

Transport-Anlagen

fertigt als Spezialität

G. F. Lieder, Wurzen i. S.

Bronsmotor

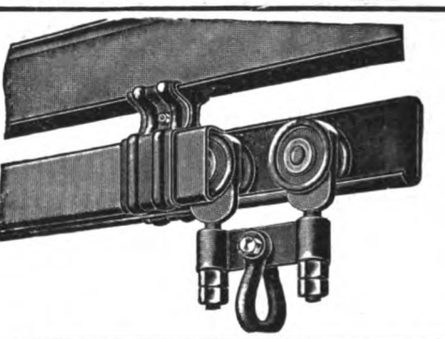
Grand Prix Brüssel 1910

Grössen 4 – 300 PS für jeden Zweck

Niedriger Brennstoffverbrauch

N. V. Appingedammer Bronsmotorenfabrik

Appingedam (Holland)



T. TOURTELLIER & FILS · MÜLHAUSEN (Els.)

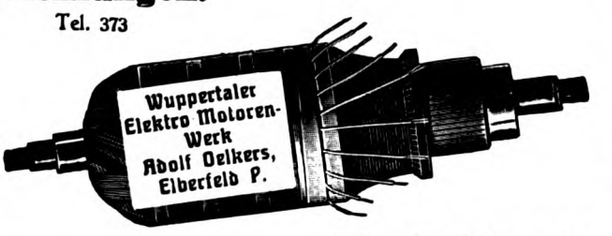
Gesetzlich geschützt. Hängebahnen Gesetzlich geschützt.

Kataloge und Kostenanschläge.

Bei Störungen in elektrischen Betrieben **schnellste Hilfe**

Ankerwicklungen.

Tel. 373



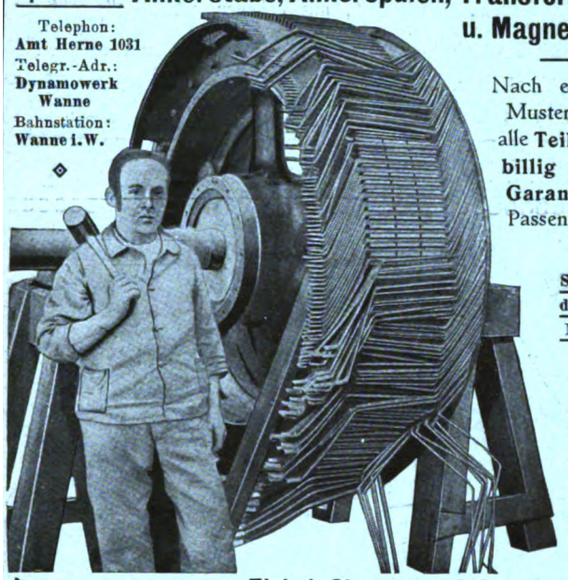
Kollektoren.

Lager in Reservemaschinen und Reserve-Teilen

Für Betriebsreparaturwerkstätten der Elektrotechnik auf ∴ Zechen, größeren Werken und Straßenbahnen ∴

Spezialität: **Ankerstäbe, Ankerspulen, Transformatoren u. Magnet-Spulen**

Telephon: Amt Herne 1031
Telegr.-Adr.: Dynamowerk Wanne
Bahnstation: Wanne i.W.

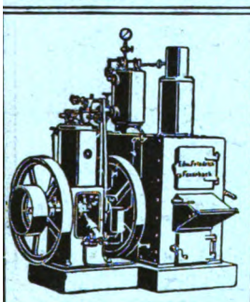


Nach eingesandten Mustern werden alle **Teile schnell, billig** und unter **Garantie** f. gutes Passen angefertigt.

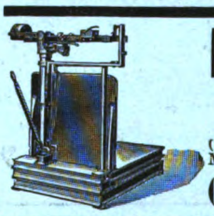
Schnelle Hilfe durch Tag- u. Nachtarbeit.

Sämtliches **Wickelmaterial** stets am Lager.

Dynamowerk Wanne-Eickel, Giessmann & Schulze G. m. b. H.
Fabrik für Reparaturen an elektr. Maschinen und Apparaten.

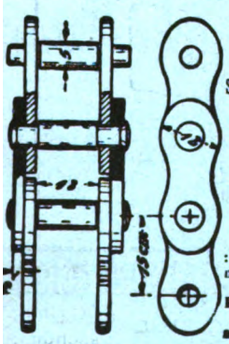


Friedrich-Dampf-Sparmotor
(D. R. P.) von 1 bis 30 Pferdekräfte.
Bestbewährt in allen Gewerben und für Export :: Dauerhaft und solid. Keine Betriebsstörungen :: Einfache Bedienung :: **Jedes Heizmaterial, auch Abfälle, geeignet** ::
Motorenfabrik Edm. Friedrich
Feuerbach bei Stuttgart.
Man verlange Kataloge. **Vertreter gesucht.**



Laufgewichts-Wagen
mit Farbdruck-Registrierapparat
(D.-R.-Patent) in all. Größen u. für alle Zwecke, auch für Massenwägungen z. registrieren auf Rollenpapier, liefern
Gebrüder Schoene, Halle a. S. 2, Prinzenstr. 19.

DIEDRICH LENTZEN



Gevelsberg-Nrg. in Westf.
Spezial-Fabrik in Gall'schen Gelenkketten,
:: Transmissions- und verwandter Ketten nebst Rädern und all. Zubehör.

DWF-Kugellager
— allgemein bevorzugt —

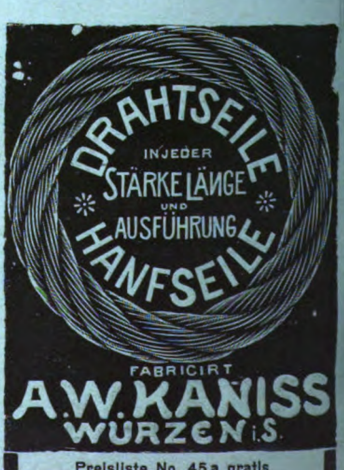
Deutsche Waffen- und Munitionsfabriken
Berlin-Borsigwalde 32

Zahnradkörper
aus präparierter Rohhaut
fabrizieren
in unübertroffener Haltbarkeit
als langjährige Spezialität
Endriss & Schauffler,
Göppingen (Württbg)

E. Kreissig
Werkstatt für Feinmechanik
Glashütte i. Sa.

Räder · Triebe
Fräsmaschinen

Lauf-werke
Modelle



Preisliste No. 45a gratis

No. 1
46. Jahrgang

Leipzig,
2. Januar 1913

Der praktische Maschinen-Konstrukteur

Fachzeitschrift für
Ingenieure und **Techniker**
aller Industriezweige.

Garantierte Auflage der Uhlandschen Zeitschriften: 10150 Exemplare.

Regelmäßiger Versand u. a. an:

Dampfmaschinenfabriken	Metallbearbeitungsfabriken
Dampfkessel- „	Hebezeug- „
Motoren- „	Transmissions- „
Turbinen- „	Zahnräder- „
Pumpen- „	Armatur- „
Kompressoren- „	Werkzeug- u. Werkzeugmaschinenfabriken etc.
Ventilatoren- „	

Auslandsverbreitung in folgenden Ländern und Erdteilen:

Afrika	Dänemark	Java	Rußland
Ägypten	England	Italien	Schweden
Amerika	Finnland	Norwegen	Schweiz
Australien	Frankreich	Österreich-Ungarn	Spanien
Belgien	Griechenland	Portugal	Serbien
Bulgarien	Holland	Rumänien	Türkei
China	Japan		

begründet 1868 von

Uhland

KÖNIGL. SÄCHS. TECHNISCHE HOCHSCHULE ZU DRESDEN BIBLIOTHEK 2 1913

Gesamt-Ausgabe

Erscheint alle 8 Tage. Preis pro Quartal 8 Mark = 10 Kronen.
Bei direkter Zusendung entsprechender Portozuschlag.
Einzelne Hefte des laufenden Jahrganges werden nicht abgegeben.
Alle Buchhandlungen und Postanstalten des In- und Auslandes nehmen Bestellungen an.

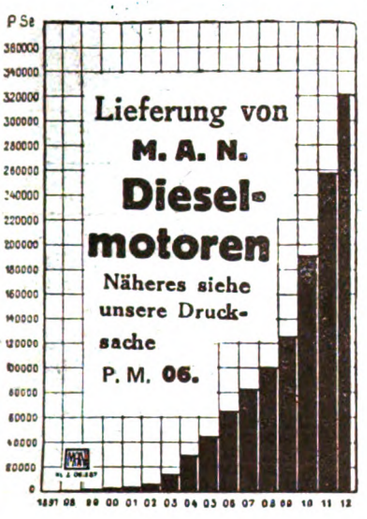
Uhlands technischer Verlag
Otto Politzky
Leipzig

Die Gesamt-Ausgabe
zerfällt in Gruppen:

Moderne Dampferzeuger und Armaturen
Der praktische Kraftmaschinenbau und -Betrieb
Pumpen, Gebläse, Kompressoren
Ventilatoren, Exhaustoren
Die praktische Fördertechnik
(Hebezeuge, Transportanlagen, Krane, Winden, Aufzüge usw.)
Triebwerke und Maschinenelemente
sowie in die Nebenausgaben
Der Deutsche Werkzeugmaschinenbau
Uhlands Technische Rundschau
mit Unterabteilung
Zeitschrift für praktische Metallbearbeitung
(Deutsche Gießereitechnik).

Als Ergänzung wird jedem Abonnenten der Deutsche Ingenieur-Kalender geliefert.

Turin 1911: Medaille des Ehrendiploms (zweithöchste Auszeichnung), **Goldene Medaille** und **Ehrenvolle Erwähnung.**

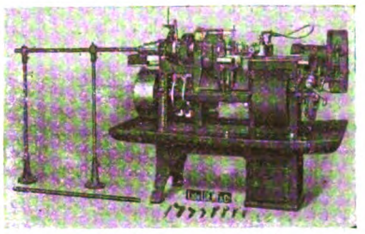


Maschinenfabrik
Augsburg-Nürnberg

M. A. N.

Fasson- und Revolver-Automaten

in allen Modellen, von der einfachsten bis zur kompliziertesten und vielseitigsten Type



sofort lieferbar!

Ausführliche Offerten auf Wunsch.

Ludw. Loewe & Co
Aktiengesellschaft
BERLIN NW 87

Schraubenfeder-Reibungskupplung „Triumph" D. R.-P.

Spezialität seit vielen Jahren!

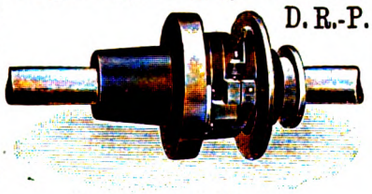
Nur ein Hebel gegenüber dem komplizierten Mechanismus aller andern Systeme, daher an Einfachheit und Betriebssicherheit unerreicht.

Nachbestellungen im Laufe eines Jahres:

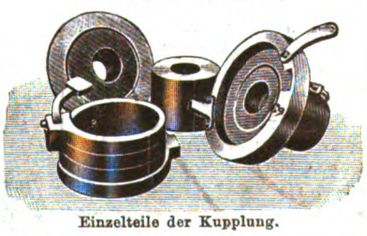
Eine Firma	495	Stück
„ „	320	„
„ „	175	„
„ „	87	„
„ „	52	„

in den letzten Jahren: Eine Firma ca. 2000 Stück.

Insgesamt über 15000 Stück im Gebrauch



Zusammengebaute Kupplung.

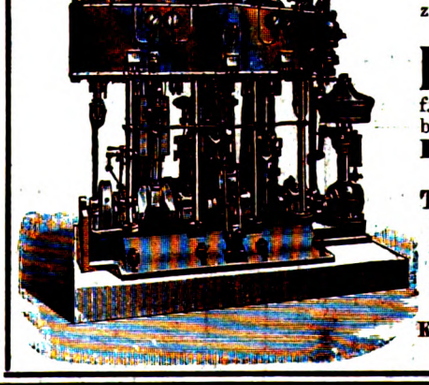


Einzelteile der Kupplung.

Louis Schwarz & Co., A.-G., Dortmund
Abteilung Kupplungen. — Verlangen Sie Zusendung eines Kataloges.

Gebrüder Sachsenberg, A.-G., Roßlau (134) Elbe
Gegründet 1844 Filiale: **Köln-Deutz** Gesamtpersonal ca. 1200
Weltausstellung Brüssel 1910: Grand Prix
bauen als Spezialität:

Dampfmaschinen



jeder Art u. Größe, liegend, stehend, sowie **schnellaufende** zum direkten Betriebe von Dynamos.

Dampfkessel
f. stationären Betrieb in allen bewährten Konstruktionen.
Dampfer, Schwimm- und Trocken-Bagger.
Komplette Einrichtungen von **Ziegeleien, Ton- und Schamottewarenfabriken, Brennereien, Hefefabriken etc.**
Kartoffeltrocken-Anlagen für Kartoffelflocken.

Mil Ford
eingetragene Schutzmarke des anerkannt besten amerikanischen Metallsägeblattes

Vor Nachahmungen wird gewarnt! Achten Sie auf die eingetragene Schutzmarke!

Auf eigene Art gehärtet, gefräst u. geschränkt. Schneidet jeden Stahl, den eine Feile angreift, sowie jedes Metall. Besondere Zahnungen für weiche Metalle, Röhren, Bleche, Drahtseile, Profilstahl.
Ohne Konkurrenz. — Proben umsonst.
Robert Ganz, Hamburg, T. R.

FILZE

MARTIN HAUER'S WWE. NÜRNBERG
Filzwarenfabrik.

Ringe, Schleif-, Polier-, Isolier- u. Kesselfilze, Unterlagsfilze.

PATENTE etc.

Erwirkung :: Verwertung
im In- und Ausland

Bremer Patent-Gesellschaft m. b. H.
BREMEN Obernstraße 8II
gegenüber der Sögestraße.
Sachgemäße Durchführung :: Individuelle Bearbeitung :: Mäßige Preise.

Multoho druckt ein- u. mehrfarbig **Zeichnungen** usw. — **Hornig,** Leipzig 39, Asterstr. 19.

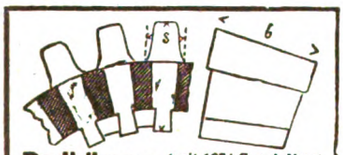
Maschinen-Techniker

24 Jahre alt, militärfrei, Absolvent einer öst. k. k. Staatsgewerbeschule, 5 jähr. Werkstätten- u. ½ jähr. Büro-Praxis in landwirtschaftl. Eisenhütten-, Rohöl- (Diesel) Maschinen, wünscht seine Stellung als Konstrukteur bald. zu verändern. Gefl. Offert. unter **B 446** an die Exped. d. Bl.

D. R. P. No. 218526:
„Turbinenlaufradtrommel."

Käufer oder Lizenznehmer gesucht durch Patentanwälte Springmann, Stort & Herse, Berlin SW 61.

Patente erwirbt, verwertet **Emil Hüllstrung** Düsseldorf
Tel. 5702. Graf Adolfstr. 91 (Am H.B.)



Radkämme (seit 1874 Spezialität) aus gar. trockenem Weißbuchenholz nach Zeichnung oder Muster saub. gearbeitet, liefert billigst eventuell sofort
H. Emil Wurmbach,
Holzkammfabrik
Uckersdorf, Dillkreis (Nassau).

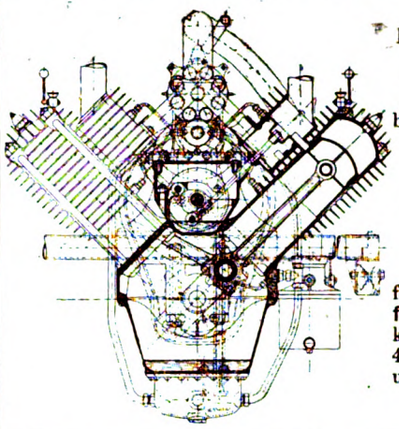
D. R. P. No. 204498: „Umsteuerbare Zweitakt-Verbund-Verbrennungs-Kraftmaschine."

Käufer oder Lizenznehmer gesucht durch Patentanwälte Springmann, Stort & Herse, Berlin, SW 61.

Maschinen-Lichtpauserei
v. A. Stiefelhagen, Gera-R. Promenadenstr. 16
Beste und billigste Ausführung, auch für Massen-Vervielfältigungen.

Originelle Künstler-Reklame entwirft Ebra
Leipzig-R., Crusiusstr. 2.

J. SCHNEEWEIS & Cie., Fahrzeugmotorenfabrik
Kom.-Ges.
Berlin-Wilmersdorf
Brandenburgische Str. 74
Tel. Amt Pfalzburg 2980



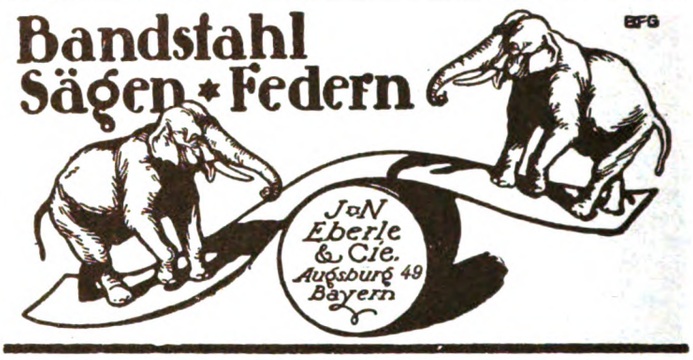
bauen als **Spezialität** ohne Konkurrenz

Ventillose Motoren

für **Wasser-, Luft-** und **Landfahrzeuge,** mit Luft- u. Wasserkühlung in allen Größen, mit 4, 6 und 8 Zylindern von unübertroffener Einfachheit.

Einige Vertretungen sind noch zu vergeben.

Bandstahl Sägen • Federn



MAX HUGO CHEMNITZ
Spiralfedern-Fabrik

Federn und Massenartikel
für gesamte Industriezwecke aus allen Metallen, in sauberster Ausführung bei prompter Lieferung.

Bogdan Gisevius, Lithograph. Anstalt und Steindruckerei, **Berlin W. 57,**
Architektur, Kartographie und Ingenieurwesen,
Vergrösserungen. Verkleinerungen. Kolorieranstalt.

GISAL — D.R.P. — SCHÖNSTES u. BILLIGSTES DRUCKVERFAHREN — BOGDAN GISEVIUS LITH. ANSTALT BERLIN — FÜR STRICHZEICHNUNGEN

D.R.P. **GISALDRUCK** D.R.P.
Begründet 1875.
Schönste und billigste Vervielfältigung schwarzer Strichzeichnungen.
Ersatz für Lichtpause, Autographie und Photolithographie. Sämtl. lithograph. Techniken in höchster Vollkommenheit.
Beschreibung u. Probedrucke kostenlos.

Keine Schweissung verunglückt mit

Koromaxith!

Schweissplatten — Schweisspulver
Nur echt, wenn jede Platte und jede Büchse meine Firma „Max Heller, Leipzig" trägt.
Max Heller, Fockestr. 11, **Leipzig 7.**

Städtisches Friedrichs-Polytechnikum Cöthen-Anhalt
Staatlich subventionierte akademische Lehranstalt
Direktor: Dipl. Ing. Prof. Dr. Foehr
1 Maschinenbau 2 Elektrotechnik 3 Techn. Chemie 4. Gastechnik 5 Papiertechnik 6 Zuckertechnik 7 Hüttenwesen 8. Keramik Ziegelei- u. Zementtechnik, Glas- u. Emaillierte chnik 9 Handelsingenieurwesen 10. Allgemeine Wissenschaften
Semesterbeginn: April und Oktober.

Reibkupplung „Simplex"

Fig. 14

Patent Herzog
erstklassig, billig, modern
Paulus Herzog Ingenieur
Katzhütte. Thür.

ADRESSEN
aller Branchen und Länder
liefert unter Garantie:
Welt-Adressen-Verlag Emil Reiss
IN **LEIPZIG.**
Fernsprecher No 3229.
Telegr. Adr.: Weltreiss.
— Katalog gratis. —

Clichés
GRAPHISCHE KUNSTANSTALT
AARLAND & MÜLLER
Inh. Fr. Otto Pesch.
Leipzig Bayrische Str. 78.
Atelier für künstl. Entwürfe Zeichnung.

Klein-Kompressoren

eigen. geschütztes System
in erstklass. Ausführung liefert
Maschinenfabrik
M. A. Hörig, Leipzig-Li.
Lützner Strasse 27.

D. R. P. No. 217785: Feuerungsanlage mit entsprechend den Druckschwankungen im Feuerraum selbstätig geregelter Haupt- und Zusatzluftzuführung unter Druck."

Käufer oder Lizenznehmer gesucht durch Patentanwälte Springmann, Stort & Herse, Berlin SW 61.

Liefere **komplette**
Werkstattzeichnungen
zu bewährten **Rohöl-, Gas-, Benzin-Motoren, Sauggasanlagen, Motorpflügen u. fahrb. Brennholzbandsägen.** Gefl. Off. unt. **B. 444** an die Exped. d. Bl. erb.

DRAHTSEILE
IN JEDER STÄRKE LÄNGE UND AUSFÜHRUNG
HANFSEILE
FABRICIRT
A. W. KANISS
WURZEN i. S.
Preisliste No. 45a gratis

Technikum Bodenbach a. d. Elbe

50 Bahnminuten südl. von Dresden. **Für Maschinenbau, Elektrotechnik, Heizung u. Lüftung, Architektur, Hoch- u. Tiefbau, Eisenbeton.** Eintritt Januar, April, Juli, Oktober. Programm frei.

Technikum Hildburghausen

Höhere u. mittl. Masch.- u. Elektrot.-Schule. Werkm.-Schule. Anerkannte Hoch- und Tiefbauschule.

Staatskommissar. Programm frei.

Königl. vereinigte Maschinenbauschulen

Maschinenbau. Elberfeld-Barmen. Elektrotechnik.

Abteilung I: **Höhere Maschinenbauschule**, Abteilung II: **Maschinenbauschule.** Berechtigung zum Reichs- und Staatsdienst. — Programm kostenlos.

Beginn des Unterrichts anfangs April u. Oktober j. J.

Polytechnisches Institut

Frankenhausen a. Kyffhäuser

Ingenieur- u. Werkmeister-Abteilung. Architektur- u. Tiefbaukurse.

Staatskommissar

Technikum Mittweida

Direktor: **Prof. A. Holst.** Königreich Sachsen.

Höhere technische Lehranstalt f. Elektro- u. Maschinentechnik.

Sonderabteilungen f. Ingenieure, Techniker u. Werkmeister.

Elektrotechn. u. Maschinen-Laboratorien. Lehrfabrik-Werkstätten.

Höchste bisherige Jahresfrequenz: 3610 Besucher.

Programm etc. kostenlos durch d. Sekretariat.

Ingenieurschule zu Mannheim

Städtisch subventionierte höhere technische Lehranstalt für

Maschinenbau, Elektrotechnik, Giesserei und Hüttenkunde.

Programme kostenlos.

Ingenieur Akademie

für Maschinen- u. Elektro-Ingenieure, Bauingenieure und Architekten, Spezialkursus für Eisenbetonbau, Kultur u. Koloniale Technik. Ehemalige Fachschüler finden Aufnahme. Die Prüf. findet in Gegenwart eines Vertreters d. Aufsichtsbeh. unt. d. Vorsitz eines Kommissars (Ober-Baurat) statt. Neue Laboratorien. Vorlesungs-Verzeichnisse durch das Sekretariat.

Wismar an der Ostsee

Städtische Höhere Technische Lehranstalt der Stadt Berlin N. 65.

Technische Mittelschule

Besondere Abteilungen für **Maschinenbau, Technologie u. Elektrotechnik.** Versuch-Werkstätte. Betriebs-Zentrale. — Laboratorien.

Programm frei.

Deutsches Technikum

Lehr-Institut für Technischen Fern- u. Korrespondenz-Unterricht, Berlin W 50, Kulmbacher Straße 4. Gediegene theoretische Ausbildung in Hoch- und Tiefbau, Maschinenbau u. Elektrotechnik durch schriftlichen Unterricht nach erfolgreicher Methode und ohne Unterbrechung der Erwerbstätigkeit. Glänzende Erfolge und Anerkennungen. Nur akademisch gebildete, geprüfte Lehrkräfte. Honorar mäßig. Aufnahme zu jeder Zeit. Ausführlich. Programm gratis!

Königreich Sachsen.

Maschinenbau und Elektrotechnik. Ingenieurschule Zwickau

Ingenieur- und Techniker-Kurse.

Prospekte kostenfrei

Höhere Wirkschule in Limbach i. Sachsen.

Unterricht in allen Arbeiten der Wirkerei u. mechan. Strickerei. Ausbildung von **Wirkmaschinentechnikern.**

Dr.-Ing. Willkomm.

Berlin C 54. H. Götze's Maschinenbau Unterrichts-Anstalt.

Auguststr. 36. Sommerkursus Okt.-Dez. Programme Winterkursus 1911/12.

Inhaber Dipl.-Ing. V. Schoeler.

Werkmeister-Techniker-Ingenieurkurse.

Gewerbe-Akademie

Berlin, Königgrätzerstr. 90. Maschinenbau, Elektrotechnik, Hochbau, Tiefbau.

Dir. Matthes, Inh.

Progr. frei!

Großherzogliche Baugewerk- und Maschinenbauschule

Technikum Varel i. Old.

Maschinenbau, Elektrotechnik, Hoch- und Tiefbau. Sonderkurse für Elektrotechnik und Tiefbau. — Programm frei

Progr. frei. **Polytechnisches Institut Arnstadt i. Th.**

Damen finden Aufnahme.

Elektr. April und Oktob. **Deutsche Müllerschule** Dippoldiswalde i. S. Prosp. kostenlos.

Technikum

Abteilung für Ingenieure, Techniker, Werkmstr.

Höhere Lehranstalt. Masch.-Bau, Elektrot. Elektrizitätswerk. — Lehrwerkstatt. — Programm frei.

Neustadt i. Mecki.

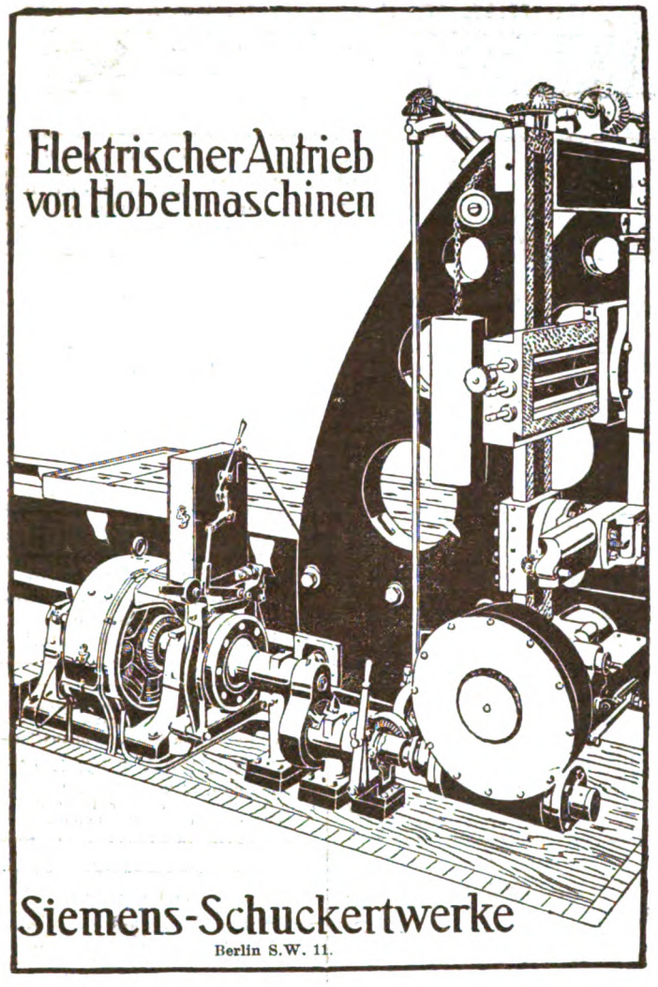
Aluminiumlot und Flussmittel

(meine neuesten :::: Lötmittel) ::::

sind jetzt versandfertig.

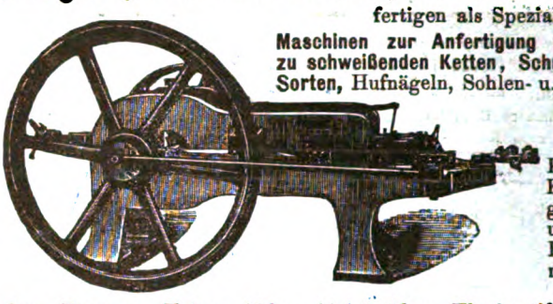
Man verlange Prospekt und Lötproben.

OTTO NICOLAI, Boppard a. Rh.



Maschinenfabrik
Meyer, Roth & Pastor, Cöln-Raderberg

fertigen als Spezialität:



Maschinen zur Anfertigung von elektrisch zu schweißenden Ketten, Schnallen in allen Sorten, Hufnägeln, Sohlen- u. Absatznägeln, Drahtstiften, Nieten, Splinten, Kettengliedern, Kisten- u. Sarggriffen, Haken und Augen zu Hosen, Militärmänteln und Damenkleidern, Krampen, Haken, Ahlen, Absatzstiften, Klavierstiften, Korsettenknöpfen, Sprungfederbändern, Schraubaugen, Schubriegeln, Panzer- und Bandketten, Velozipedspeichen, Riemenstiften, Stimmstiften, Bleinieten, Koffernieten etc., Drahtstiften, Scheiben- und Nietenpressen etc. etc.

Alle Maschinen für die Scharnier- und Schloßfabrikation.

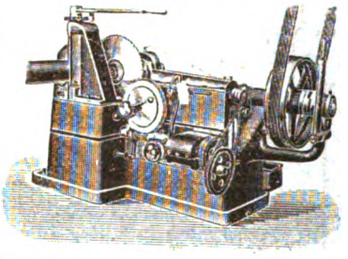
Gebrüder Heller, Nürtingen i. Wttbg.

Langjährige Spezialität:

Kreis-Kaltsäge-Maschinen

D. R. P.

Höchste Präzision und Leistung



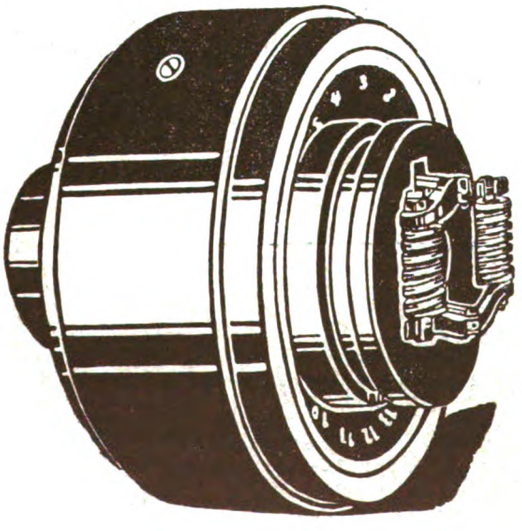
Schnell-Sägen
D. R. P. a.

Sägeblätter
mit eingesetzt. Zähnen aus Schnellarbeitsstahl. D. R. P. a.

Automatische Sägeschärfmaschinen
speziell zum Schärfen von Sägeblättern aus Schnellarbeitsstahl und mit eingesetzten Zähnen. D. R. P. a.

BENN KUPPLUNG

GESCHÜTZT DURCH 29 PATENTE UND ZAHLREICHEN MUSTERSCHUTZ.



BENN KUPPLUNGEN sind die rentabelste Kapitalanlage einer Fabrik.

Viele Fabrikanten wissen dies und ziehen daraus die entsprechenden Vorteile.

Auch Sie sollten mit der BENN KUPPLUNG einen Versuch machen, denn:

Die Reibungskupplung Patent Benn übertrifft alle andern Systeme.

Sie war die ERSTE DOPPELSCHEIBEN-Reibungskupplung.

Sie behauptet, sowohl in Bezug auf Konstruktion als auch Material und Ausführung, auch heute noch den ersten Platz.

Andere Doppelscheiben-Reibungskupplungen sind nur Nachahmungen der BENN KUPPLUNG.

SPEZIALFABRIK FÜR TRANSMISSIONEN

R 24

VOGEL & SCHLEGEL, DRESDEN 27.

ca. 1 MILLION kg Lagerbestand in Lagern, Riemenscheiben, Wellen.

Verantwortlicher Redakteur: F. Wilcke. — Uhlands technischer Verlag Otto Politzky. — Druck von G. Kreysing. — Sämtlich in Leipzig.

No. 52
46. Jahrgang

Leipzig,
25. Dezember 1913

Der praktische Maschinen-Konstrukteur

Fachzeitschrift für
Ingenieure und **Techniker**
aller Industriezweige.

Garantierte Auflage der Uhlandschen Zeitschriften: 10150 Exemplare.

Regelmäßiger Versand u. a. an:

Dampfmaschinenfabriken	Metallbearbeitungsfabriken
Dampfkessel- „	Hebezeug- „
Motoren- „	Transmissions- „
Turbinen- „	Zahnräder- „
Pumpen- „	Armatur- „
Kompressoren- „	Werkzeug- u. Werkzeugmaschinenfabriken etc.
Ventilatoren- „	

Auslandsverbreitung in folgenden Ländern und Erdteilen:

Afrika	Dänemark	Java	Rußland
Ägypten	England	Italien	Schweden
Amerika	Finnland	Norwegen	Schweiz
Australien	Frankreich	Österreich-Ungarn	Spanien
Belgien	Griechenland	Portugal	Serbien
Bulgarien	Holland	Rumänien	Türkei
China	Japan		

begründet 1868 von

Uhland

Gesamt-Ausgabe

Erscheint alle 8 Tage. Preis pro Quartal 8 Mark = 10 Kronen.
Bei direkter Zusendung entsprechender Portozuschlag.
Einzelne Hefte des laufenden Jahrganges werden nicht abgegeben.
Alle Buchhandlungen und Postanstalten des In- und Auslandes nehmen Bestellungen an.

Uhlands technischer Verlag
Otto Politzky
Leipzig

Die Gesamt-Ausgabe
zerfällt in Gruppen:
Moderne Dampferzeuger und Armaturen
Der praktische Kraftmaschinenbau und -Betrieb
Pumpen, Gebläse, Kompressoren
Ventilatoren, Exhaustoren
Die praktische Fördertechnik
(Hebezeuge, Transportanlagen, Krane, Winden, Aufzüge usw.)
Triebwerke und Maschinenelemente
sowie in die Nebenausgaben
Der Deutsche Werkzeugmaschinenbau
Uhlands Technische Rundschau
mit Unterabteilung
Zeitschrift für praktische Metallbearbeitung
(Deutsche Gießereitechnik).

Als Ergänzung wird jedem Jahres-Abonnenten der Deutsche Ingenieur-Kalender geliefert.

Turin 1911: Medaille des Ehrendiploms (zweithöchste Auszeichnung), **Goldene Medaille** und **Ehrenvolle Erwähnung.**

BAILDONSTAHL

zäher reiner und dichter KONSTRUKTIONSSTAHL

für den Bau von Grossmaschinen Marinefahrzeugen Turbinen Automobilen Motoren Pumpen Flugmaschinen u. s. w.

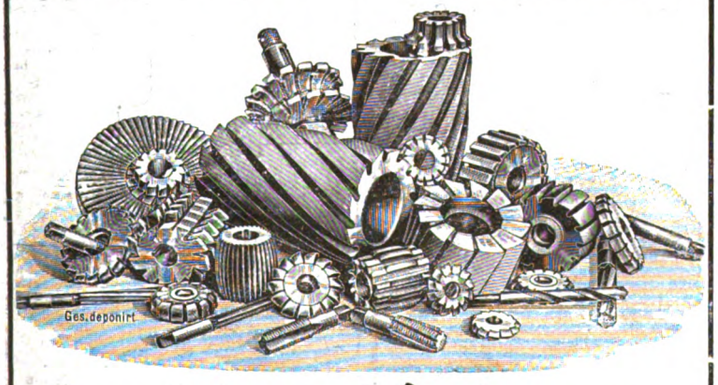
WERKZEUGSTAHL RAPIDSTAHL HOCHLEISTUNGS-RAPID-SPIRALBOHRER

Spezialität der Stahlwerksanlagen Baildonhütte der

Oberschlesischen Eisen-Industrie

Goldene Staats-Medaille. **Actien-Gesellschaft für Bergbau und Hüttenbetrieb** **Gleiwitz** **Über 10000 Arbeiter.**

Bergische Werkzeug-Industrie
Walther Hentzen & Co. ≡ **Remscheid**



Präzisions-Werkzeuge.

Mayer & Schmidt, Offenbach a.M.
Maschinenfabrik — Schmirgelwerke — Eisengiesserei
Zweigfabrik: Badisch Rheinfelden

Präzisions-Schmirgelschleifmaschinen:
für Zylinder-Büchsen-Kulissen (D. R. P. u. Ausl.-Pat.)
Selbsttätige Flächenschleifmaschinen.
Rundschleifmaschinen bis zu den grössten Dimensionen.
Achsschenkel-Dreh- und Schleifmaschinen.
Kolbenringschleifmaschinen.
Werkzeugschleifmaschinen der verschiedensten Ausführungen.
Automat. Spiralbohrerschleifmaschinen (D.R.P.u.Ausl.-Pat.).
Selbsttätige Sägeschärfmaschinen.
Schleif- und Poliermaschinen aller Art.

Schleifräder:
Unübertroffen an Schleifleistung. — Marken
„Pyronite", „Elektrorubin" und „Carbosilite"
(anderweitig auch Carborundum genannt).

Personal ca. 1000
Grösstes Werk der Branche!

Lüttich 1905 Grand Prix	Internat. Ausstellung Turin 1911 Ausser Wettbewerb	Mailand 1906 2 grands Prix	Brüssel 1910 3 grands Prix

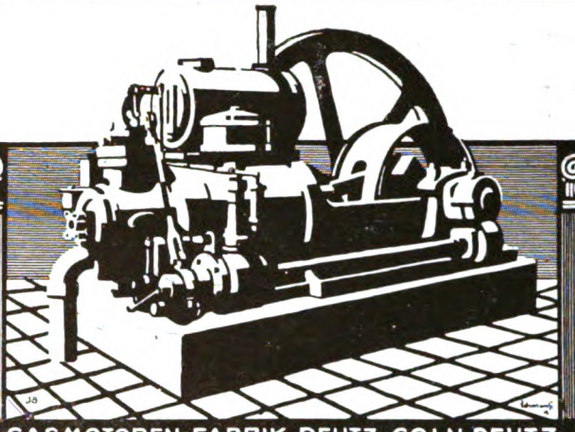
Mil Ford
eingetragene Schutzmarke des anerkannt besten amerikanischen Metallsägeblattes

Vor Nachahmungen wird gewarnt! Achten Sie auf die eingetragene Schutzmarke!

Mil Ford

Auf eigene Art gehärtet, gefräst u. geschränkt. Schneidet jeden Stahl, den eine Feile angreift, sowie jedes Metall. Besondere Zahnungen für weiche Metalle, Röhren, Bleche, Drahtseile, Profilstahl.
Ohne Konkurrenz. — Proben umsonst.
Robert Ganz, Hamburg, M. K.

DEUTZ



DEUTZ

Naphtalin-Motoren
für Dauerbetrieb die wirtschaftlichsten Klein-Kraftmaschinen Leistungen 4—18 Ps.

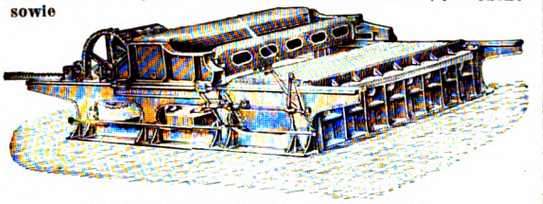
Naphtalin-Motoren
verbrauchen im Durchschnitt für nur 3—4 Pf. Brennstoff pro Ps. und Stunde.
Mäßige Anlagekosten

GASMOTOREN-FABRIK DEUTZ, CÖLN-DEUTZ

Soennecken's Schrift-Schablonen

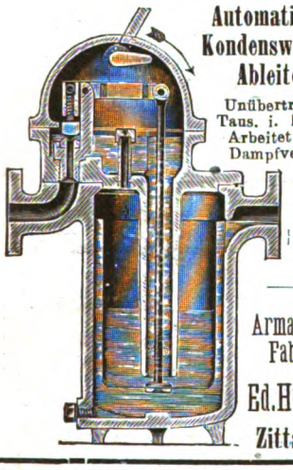
Leichtes, bequemes zeichnen lateinischer Grossbuchstaben
Einzeln. Schablonen v. M 1.– an
Prospekte auf Wunsch
Berlin • F. Soennecken Bonn • Leipzig
Ueberall erhältlich

W. Ritter Maschinenfabrik Altona (Elbe) 8.
Gegründet 1848. Telegr.-Adr.: Ritterwerk.
Auf allen beschickten Ausstellungen nur mit ersten Preisen, goldenen Medaillen und Ehrendiplomen ausgezeichnet, liefert als **langjährige Spezialität** nach eigenen bewährten und teils patentierten Konstruktionen in solidester Ausführung
Holzbearbeitungsmaschinen
für Sägereien, Schälereien, Bau- u. Möbel-Tischlereien, Kisten- u. Faßfabrikation Pianoforte- und Mechanikenbau, Farb- und Gerbholzfabrikation (Quebracho-Raspel-Maschinen), sowie
Erstklassige Spezialmaschinen
System Wieland neuester Konstruktion für **Fournier-Fabrikation,** die in fast allen Werken im Betriebe.



Hamburger Messer-Furnier-Schneidmaschine.

FILZE
•Schleif-Polier-Tolier• Kessel-techn. & imprägn. **Unterlagsfilze**
Filzstreifen, Filzröhren, Filzunterlagen für Schreibmasch. Sitzauflagen, Bierfilze
Preislisten Abt. I gratis & franko.
MARTIN HAUER'S Wwe
Fil. zw. FABRIK
NÜRNBERG

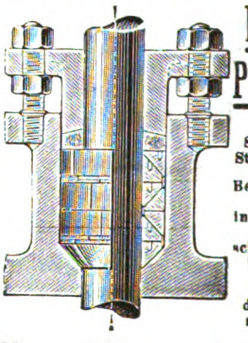


Automatische Kondenswasser-Ableiter
Unübertroffen! Taus. i. Betrieb Arbeitet ohne Dampfverlust
Ausführliche Prospekte
Armaturen Fabrik
Ed. Hering
Zittau I.

Wichtige Notiz für Kettenverbraucher !!!
Eine epochemachende Neuheit sind die
Patent-Günzel-Ketten
mit geschlitzten und ausgebuchteten Bronzebüchsen.
Garantiert weit besser und im Gebrauch viel billiger als alle anderen zerlegbaren Treibketten, insbesondere aber auch besser und billiger als Bolzenketten.
Vorzüglich gegen Stauheinwirkung. — Kettenschmieren überflüssig.
Patentiert in 12 Staaten Europas und Amerikas
Gratismuster durch **Arno Günzel, Altenburg S.A.**

Original „Unicum" Tropföler
sowie alle Arten
Schmierapparate
fabrizieren als Spezialität
Armaturenfabrik
Hecht & Koeppe
Leipzig 22.

Original - Howaldt



Metall-Packung
für alle Sorten von Stopfbüchsen
Bereits über 60 000 in Betrieb bei Dampfschiffen und Fabriken.
Näheres durch Prospekte bei
Howaldtswerke, Kiel.

ZUM LÖTEN UND VERZINNEN NUR

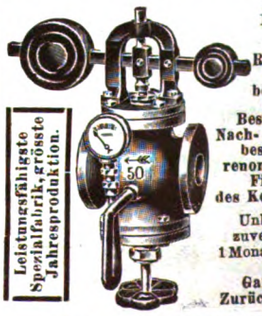
UND HITZE ERFORDERLICH
Küppers Metallwerke
G. m. b. H.
Bonn a. Rh. 75.

Bogdan Gisevius, Lithograph. Anstalt und Steindruckerei, **Berlin W. 57,**
Architektur, Kartographie und Ingenieurwesen,
Vergrösserungen. Verkleinerungen. Kolorieranstalt.
D.R.P **GISALDRUCK** D.R.P.
Begründet 1875.
Schönste und billigste Vervielfältigung schwarzer Strichzeichnungen.
Ersatz für Lichtpause, Autographie und Photolithographie.
Sämtl. lithograph. Techniken in höchster Vollkommenheit.
Beschreibung u. Probedrucke kostenlos.

GISAL
D.R.P. SCHÖNSTES u. BILLIGSTES D.R.P.
DRUCKVERFAHREN
BOGDAN GISEVIUS LITH. ANSTALT BERLIN
FÜR STRICHZEICHNUNGEN

Städtisches Friedrichs-Polytechnikum Cöthen-Anhalt
Staatlich subventionierte akademische Lehranstalt
Direktor: Dipl. Ing. Prof. Dr. Foehr
1. Maschinenbau 2. Elektrotechnik 3. Techn. Chemie 4. Gastechnik 5. Papiertechnik 6. Zuckertechnik 7. Hüttenwesen 8. Keramik, Ziegelei- u. Zementtechnik, Glas- u. Emaillertechnik 9. Handelsingenieurwesen 10. Allgemeine Wissenschaften
Semesterbeginn: April und Oktober.

Dampfdruck-Reduzierventile.



Billigste Bezugsquelle
Reduktionen beliebig.
Leistungsfähigste Spezialfabrik, grösste Jahresproduktion.
Beständige Nachbestellungen renommierter Firmen des Kontinents.
Unbedingt zuverlässig 1 Monat a. Probe.
Garantie Zurücknahme.
Armaturenfabrik
Keller & Co., Chemnitz 12.

Königreich Sachsen.
Maschinenbau und Elektrotechnik.
Ingenieurschule Zwickau
Ingenieur- und Techniker-Kurse.
Prospekte kostenfrei

Höhere technische Lehranstalt
„BEUTH-SCHULE"
der Stadt **BERLIN.**
Maschinenbau. Elektrotechnik. Technologie.
Berechtigung für den Staatsdienst.
N. 65. Am Zeppelinpl. ——— Programm frei. ———

Polytechn. Institut
ARNSTADT THÜR.
Abt. A: Studiend. 6Sem.
Abt. B: Studiend. 5Sem.
Damen finden Aufn.
Programm kostenfr.

Allgemeiner Deutscher Versicherungs-Verein a. G.
Stuttgart.
Lebens-Unfall-Haftpflicht-Versicherung
Kapitalanlage 1913: 95 Mill. Mark.
Jahresprämie 1913: 34 Mill. Mark.
900000 Versicherungen.

Technische Lehranstalt Berlin-Steglitz
Ingenieur Paul Döbling, Inhaber und Direktor.
Maschinenbau, Elektrotechnik. Hochbau, Bauingenieurwesen, Vermessungstechnik, Gas — Wasser. Programm frei.

Deutsches Technikum
Lehr-Institut für Technischen Fern- u. Korrespondenz-Unterricht, Berlin W 50, Kulmbacher Straße 4. Gediegene theoretische Ausbildung in Hoch- und Tiefbau, Maschinenbau u. Elektrotechnik durch schriftlichen Unterricht nach erfolgreicher Methode und ohne Unterbrechung der Erwerbstätigkeit. Glänzende Erfolge und Anerkennungen. Nur akademisch gebildete, geprüfte Lehrkräfte. Honorar mäßig. Aufnahme zu jeder Zeit.
Ausführlich. Programm gratis!

Technikum Bodenbach a. d. Elbe
(Sächs.-böhm. Schweiz). Ausbild. von Ingenieuren für Maschinenbau, Elektrotechn. Heizungs- u. Installat.-Anlag. Bauingen. Architekt. Chemiker. Progr. frei.

Patente erwirbt, verwertet **Emil Hüllstrung** Düsseldorf
Tel. 5702. Graf Adolfstr. 91 (Am H.B.)

Königl. vereinigte Maschinenbauschulen
Maschinenbau. **Elberfeld-Barmen.** Elektrotechnik.
Abteilung I: Höhere Maschinenbauschule, Abteilung II: Maschinenbauschule.
Berechtigung zum Reichs- und Staatsdienst. — Programm kostenlos.
Beginn des Unterrichts anfangs April u. Oktober j. J.

H. Götze's
Maschinenbau-Unterrichtsanstalt
Inh. Dipl.-Ing. Schoeler / Gegr. 1861.
BERLIN C. 54 / Auguststr. 30-31.
Werkmeister-, mittlere-, höhere Maschinenbauschule.

Bahr's Normograph
D. R. P. Auslandspatente
Schriftschablonen.
Laut Urteil der größten Firmen das Praktischste zum Beschriften v. Zeichnungen, Plakaten, Tabellen usw.
1. gerade Blockschrift
2. schräge Blockschrift
3. Zierschrift.
150000 im Gebrauch. Prospekt kostenlos.
P. Filler, Berlin S. 42
Moritzstraße 18.

Polytechnisches Institut Ingenieur- u. Werkmeister-Abteilung. Architektur- u. Tiefbaukurse.
Frankenhausen a. Kyffhäuser
Staatskommissar

Deutsche Müllerschule
Eintr. April und Okt. Prosp. kostenlos.
Dippoldiswalde i. S.

Technikum Hildburghausen
Höhere u. mittl. Masch.- u. Elektrot.-Schule. Werkm.-Schule. Anerkannte Hoch- und Tiefbauschule.
Staatskommissar. Programm frei.

Höhere Wirkschule
in Limbach i. Sachsen.
Unterricht in allen Arbeiten der Wirkerei u. mechan. Strickerei. Ausbildung von Wirkmaschinentechnikern.
Dr.-Ing. Willkomm.

Ingenieurschule zu Mannheim
Städtisch subventionierte höhere technische Lehranstalt
für
Maschinenbau, Elektrotechnik, Giesserei und Hüttenkunde.
Programme kostenlos.

Maschinenfabrik und Eisengiesserei
A., C. & O. Wapler
Tragnitz-Leisnig (Sachsen)

liefert mit Maschine geformte
Zahnräder aller Art, Seil- u. Riemscheiben
in Rohguss oder bearbeitet.

Technikum Höhere Lehranstalt. **Neustadt** i. Meckl.
Ingenieure, Techniker, Werkmstr., Masch.-Bau, Elektrotechn. Progr. frei.

Ingenieur Akademie
für Maschinen- u. Elektro-Ingenieure, Bauingenieure und Architekten, Spezialkursus für Eisenbetonbau, Kultur u. Koloniale Technik. Ehemalige Fachschüler finden Aufnahme. Die Prüf. findet in Gegenwart eines Vertreters d. Aufsichtsbeh. unt. d. Vorsitz eines Kommissars (Ober-Baurat) statt. Neue Laboratorien. Vorlesungs-Verzeichnisse durch das Sekretariat.
Wismar an der Ostsee

Prosp. frei **Technikum** Hochbau Tiefbau Mod. Neubau **Konstanz** Maschinenb. Elektrotech. am Bodensee

Gegründet 1906
Beste Referenzen

Siewert & Merkel, Soest

Telephon 352
Telegramme: Siewertsohn

Berater für Industrie und Technik

Spezialität:

Interessen-Vertretung bei industriellen Brandschäden

Gründungen
Finanzierungen

Reorganisation unrentabler Fabrikbetriebe

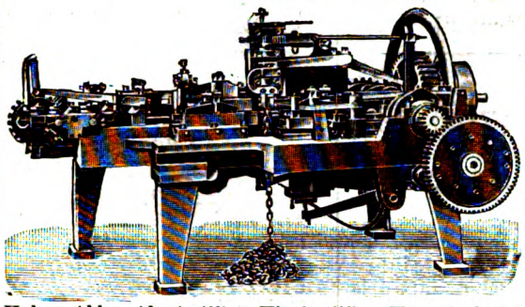
Ausarbeitung von Erfindungen und Patenten.

Kaufmännische Abteilung • Technisches Bureau • Modellwerkstätte • Chemisches Laboratorium • Mikroskopisches Institut
Gutachten · Taxen · Revisionen · Entwürfe · Zeichnungen · Analysen · Modelle für Patente und Erfindungen

Maschinenfabrik

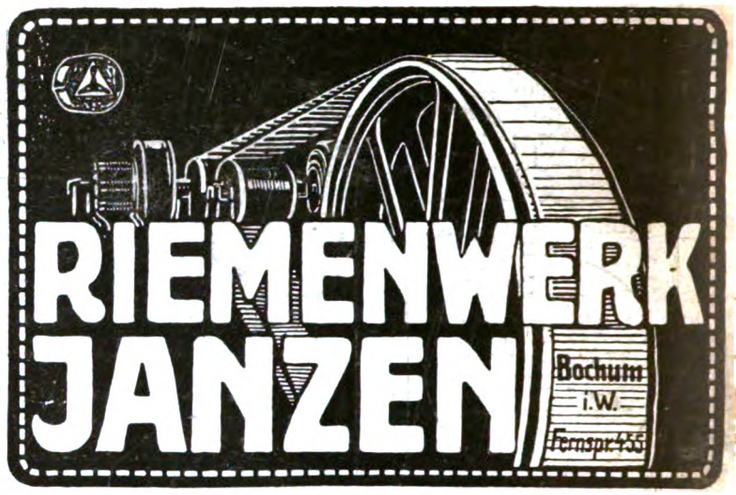
Meyer, Roth & Pastor, Cöln-Raderberg

fertigen als Spezialität:



Maschinen zur Anfertigung von elektrisch zu schweißenden Ketten, Schnallen in allen Sorten, Hufnägeln, Sohlen- u. Absatznägeln, Drahtstiften, Nieten, Splinten, Kettengliedern, Kisten- u. Sarggriffen, Haken u. Augen zu Hosen, Militärmänteln u. Damenkleidern, Krampen, Haken, Ahlen, Absatzstiften, Klavierstiften, Korsettenknöpfen, Sprungfederbändern, Schraubaugen, Schubriegeln, Panzer- und Bandketten, Fahrradspeichen, Riemenstiften, Stimmstiften, Bleinieten, Koffernieten etc., Drahtstiften, Scheiben- und Nietenpressen etc. etc.

Alle Maschinen für die Scharnier- und Schloßfabrikation.



Radial- Bohrmaschinen

unübertroffen in

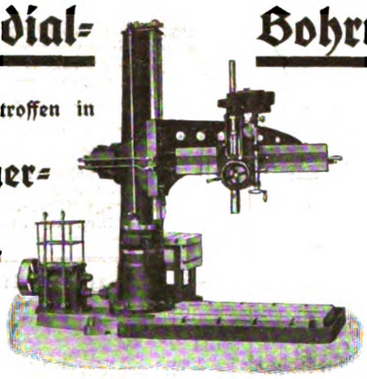
Präzision

Dauer-

Leistungen

bequemer

Bedienung



Feinste Referenzen.

Gebr. Heller, Maschinenfabrik + Nürtingen (Württenberg)

Temperguss

Lieferung von fertigbearbeiteten Teilen aller Art

Ia Referenzen allererster Firmen

Eisen- und Stahlwerk Schüttler & Peyinghaus

G. m. b. H.

Egge b. Volmarstein a. d. Ruhr

250 Arbeiter — Tägliche Schmelzleistung 60 000 kg

Werksgründung 1845

:: **Bewährte neuere Fachliteratur** ::

Hilfsbuch für Maschinisten u. Heizer

aus der Praxis für die Praxis herausgegeben von E. Wurr, ursprünglich im Auftrage des Sächsischen Verbandes der Vereine der Maschinisten und Heizer, daher als obligatorisches Taschenbuch aller Berufsgenossen geeignet. **Siebente Auflage** neu bearbeitet, ergänzt und verbessert von Dipl. Ing. K. Vigener unter Berücksichtigung der Anforderungen der Dampfkessel-Revisionsvereine. 576 S. m. 319 Abb. **Solid gebunden M. 3.—.**

Kondenswasser-Ableiter, deutsche · englische / amerikanische /

Praktische Ratschläge zur Verhütung, Reinigung etc. von Kondenswässern. Vergleich d verschied. Systeme. Von R. Wagner. Mit 484 Abb. **Preis M. 10.—.**

Prakt. Handbücher von Otto Lippmann:

Hilfsbuch für die Praxis des Maschinenbaues und der Mechanik

7. Auflage. Mit 258 Abbildungen. **Preis gebunden M. 3.20.**

Hilfsbuch für technisches Rechnen und praktisches Kalkulieren im maschinellen Betriebe

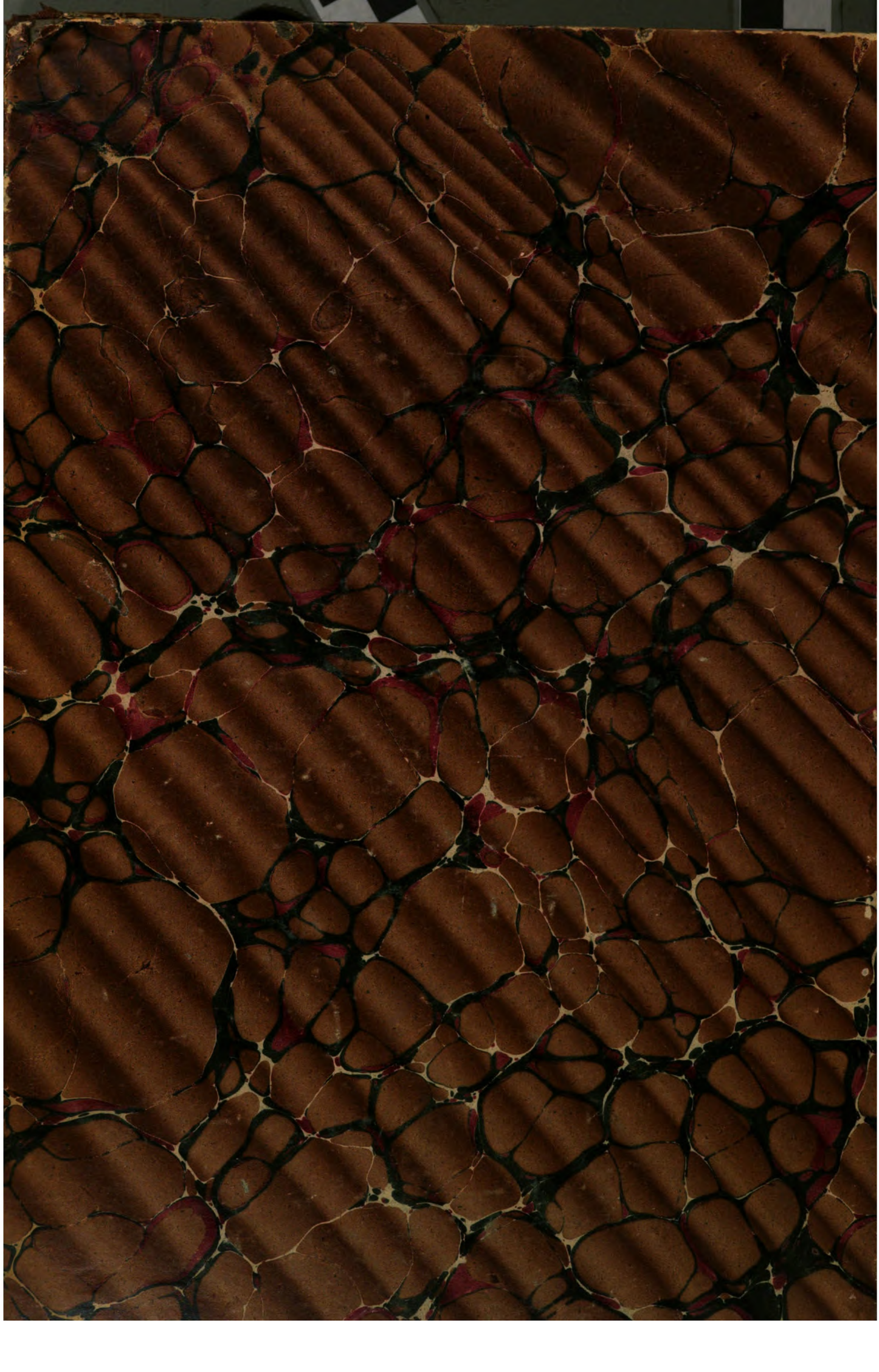
5. Auflage. **Preis gebunden M. 3.—.**

Werkstatt des Maschinenbauers u. des Mechanikers

Bd. I. Das Anreissen (Vorzeichnen) in d. Werkstatt. Mit Atlas. M. 2.20.
Bd. II. Das Skizzieren und technische Zeichnen. Mit Atlas. M. 2.20.
Bd. III. Die Werkzeuge zum Messen u. Anreissen. Mit Atlas. M. 2.50.
Bd. IV. Die Materialien (Arbeitsstoffe). Mit Atlas. M. 4.—.
Bd. XI. Die Projektionslehre als Grundlage für das gesamte technische Zeichnen. Mit Atlas. M. 3.—.

Zu beziehen durch alle Buchhandlungen

Verlag Hachmeister & Thal, Leipzig, Dörrienstrasse 13

Bewährtestes Lager für den Maschinenbau

Verantwortlicher Redakteur: F. Wilcke. — Uhlands technischer Verlag Otto Politzky. — Druck von G. Kreysing. — Sämtlich in Leipzig.